



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

**CHARAKTERISTICKÉ VLASTNOSTI
AXIÁLNÍCH STUPŇŮ PRACOVNÍCH
STROJŮ**

CHARACTERISTIC PROPERTIES OF AXIAL STAGES OF WORKING
MACHINES

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Michal Hejduk

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jiří Škorpík, Ph.D.

BRNO 2020

Zadání bakalářské práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Michal Hejduk**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Jiří Škorpík, Ph.D.**
Akademický rok: 2019/20

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Charakteristické vlastnosti axiálních stupňů pracovních strojů

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Lopatkové pracovní stroje s axiálními stupni jsou relativně širokou skupinou strojů jako turbokompresory, turbočerpadla, ventilátory apod. Přesto lze u nich nalézt společné rysy, které jsou pro ně typické bez ohledu na druhy pracovní tekutiny.

Cíle bakalářské práce:

- (1) Princip činnosti lopatkového stroje
- (2) Charakteristické rysy axiálních stupňů pracovních strojů
- (3) Pracovní podmínky axiálních stupňů turbokompresorů
- (4) Pracovní podmínky axiálních stupňů čerpadel
- (5) Pracovní podmínky axiálních stupňů ventilátorů
- (6) Pracovní podmínky axiálních stupňů vrtulí

Seznam doporučené literatury:

ŠKORPÍK, Jiří. Podobnosti lopatkových strojů, Transformační technologie, 2009-11, [last updated 2019-07-08]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/18.html>.

JAPIKSE, David. Introduction to turbomachinery, 1997. 2. vydání. Oxford: Oxford University Press, ISBN 0-933283-10-5.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

V této bakalářské práci jsou shrnuty základní informace o axiálních stupních pracovních strojů. První část práce se zabývá stručnou charakteristikou principu, na kterém pracují všechny lopatkové stroje, tedy nejen pracovní stroje, ale i turbíny. Dále jsou zde zmíněny základní rovnice, se kterými se lze setkat při konstrukci lopatkových strojů. Druhá část se zabývá charakteristickými rysy, jež jsou stejné nebo velmi podobné napříč všemi druhy axiálních pracovních lopatkových strojů. Poslední část se zabývá především použitím jednotlivých pracovních strojů v průmyslu. Je zde odůvodněno, proč jsou využívány axiální pracovní lopatkové stroje na úkor radiálních či tangenciálních pracovních strojů.

Klíčová slova

Axiální lopatkový stroj, pracovní stroj, charakteristický rys, pracovní podmínky

ABSTRACT

This bachelor work is dealing with conclusion of basic characteristic of axial stages working machines. First part of this thesis presents the characteristics of principle behind every turbomachinery therefore not only the working machine but turbine as well. In the end of the first part the basic equations, which may be needed in the construction of such machines. Second part focuses on characteristic features, which are the same or very similar throughout axial turbomachinery. The last part of this thesis works with usage of different working machines in the industry. It is also mentioned here why are the axial turbomachinery working machines used instead of radial or tangential working machines.

Key words

Axial turbomachinery, working machine, characteristic feature, working conditions

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

HEJDUK, Michal. *Charakteristické vlastnosti axiálních stupňů pracovních strojů*. Brno, 2020. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/125401>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Jiří Škorpík.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma **Charakteristické vlastnosti pracovních strojů** vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

Ve Tvarožné 8. června 2020

Datum

Michal Hejduk

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto Ing. Jiřímu Škorpíkovi Ph.D. za cenné připomínky a rady, které mi poskytl při vypracování této závěrečné práce.

OBSAH

ÚVOD.....	11
1 Princip činnosti lopatkového stroje	12
1.1 Obecný popis principu činnosti lopatkových strojů.....	12
1.2 Typy pracovních strojů	14
1.2.1 Hydraulické stroje - hydrodynamické	14
1.2.2 Tepelné stroje	14
1.3 Kinematika a rychlostní trojúhelník lopatkových strojů.....	14
1.4 Základní rovnice lopatkových strojů	15
1.4.1 Síly působící na lopatky od proudu média – Eulerovy rovnice	15
1.4.2 Krouticí moment přenášený na rotor lopatkového stroje – zobecněná Eulerova rovnice.....	16
1.4.3 Obvodová práce	17
1.4.4 Základní rovnice u hydraulických lopatkových strojů.....	17
2 Charakteristické rysy axiálních stupňů pracovních strojů.....	19
2.1 Axiálního stupeň	19
2.2 Geometrický rys.....	19
2.3 Kinematický rys.....	19
2.4 Elementární a normální stupně lopatkového stroje.....	19
2.5 Bezrozměrné rysy	20
2.5.1 Průtokový součinitel.....	20
2.5.2 Tlakový součinitel.....	21
2.5.3 Výkonový součinitel	21
2.5.4 Stupeň reakce	22
2.5.5 Rychlostní poměr	23
2.6 Ztráty v lopatkových strojích	23
2.6.1 Profilové ztráty	24
2.6.2 Ztráty sekundárním prouděním	24
2.6.3 Ztráty vnitřní netěsnosti stupně	25
3 Pracovní podmínky axiálních stupňů turbokompresorů.....	26
3.1 Historie.....	26
3.2 Charakteristika kompresoru	26
3.3 Oblasti použití.....	28
3.4 Problémy spojené s použitím a další výzkum axiálních kompresorů	29
4 Pracovní podmínky axiálních stupňů čerpadel.....	30
4.1 Oblasti použití.....	30
4.1.1 Řízení parametrů čerpadla.....	32
5 Pracovní podmínky axiálních stupňů ventilátorů	33
5.1 Axiální rovnotlaké ventilátory	33
5.1.1 Obecné informace	33
5.1.2 Konstrukce a vlastnosti spojené s konstrukcí.....	33
5.1.3 Regulace	34

5.1.4	Paralelní chod.....	34
5.1.5	Použití axiálních rovnotlakých ventilátorů	34
5.2	Axiální přetlakové ventilátory	35
5.2.1	Obecné informace	35
5.2.2	Konstrukce a vlastnosti s konstrukcí spojené.....	35
5.2.3	Regulace	36
5.2.4	Paralelní chod.....	36
5.2.5	Použití přetlakových ventilátorů	36
6	Pracovní podmínky axiálních stupňů vrtulí.....	37
6.1	Vrtule leteckých motorů	37
6.1.1	Historie	37
6.1.2	Základní letové aerodynamické režimy	37
6.1.3	Volba vrtule pro daný motor a letoun	38
6.1.4	Druhy vrtulí.....	38
6.1.5	Pevné vrtule.....	38
6.1.6	Stavitelné vrtule	38
6.2	Lodní šrouby	39
6.2.1	Historie	39
6.2.2	Pracovní charakteristiky	39
6.2.3	Pracovní podmínky	39
6.2.4	Kavitace.....	39
6.2.5	Výběr typu lodního šroubu.....	39
	ZÁVĚR.....	41
	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ.....	42
	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK	43
	SEZNAM POUŽITÝCH INDEXŮ	45
	SEZNAM OBRÁZKŮ	46

ÚVOD

Lopatkové stroje patří k velké skupině strojů, jež lidem usnadňují práci již od starověkého Řecka. V dnešní době se s nimi lze setkat v mnoha odvětvích, ať už jako pracovní stroje, anebo jako turbínové stroje. Bez turbín by nebyla možnost tak účinně a ve velkém množství vyrábět elektrickou energii. Je to z toho důvodu, že se turbíny využívají ve všech elektrárnách krom fotovoltaických. Je dobré si v tomto ohledu uvědomit, že dnes velmi diskutované obnovitelné zdroje jsou často lopatkové stroje. Příkladem mohou být zejména větrné elektrárny, taktéž při spalování biomasy se povětšinou ohřívá voda na páru, která roztáčí turbogenerátor. Když se podíváme na pracovní stroje, najdeme zde také příklady běžného využití lopatkových strojů. Bez turbokompresorů by dnes neměla letadla výkonné proudové motory a lety by trvaly déle. Taky by zde byla otázka, jaký by dnes byl dolet letadel pouze s vrtulovými motory. Už samotné letadlo by nemuselo existovat, protože první letadla byla poháněna vrtulemi, které jsou rovněž lopatkovými stroji. Stejně tak se do této kategorie strojů řadí lodní šrouby a představa, že by velké zaoceánské lodě byly poháněny plachtami nebo pomocí koles, je v dnešní době již velmi úsměvná. Jistě by se našlo ještě mnoho dalších příkladů, kde by nahrazení těchto strojů bylo velmi těžké, ne-li zcela nemožné.

Jak je již uvedeno výše, lopatkové stroje provází člověka velmi dlouho. Z počátku se především jednalo o vodní kola či větrná kola pro pohon mlýnů. Postupem času se vyvíjely sofistikovanější stroje. Nejen ty, kde se využívala voda či vzduch, jako pracovní médium, ale také došlo k rozvoji parních turbín. S rozvojem turbín šel ruku v ruce rozvoj pracovních strojů. Tyto stroje se využívaly k čerpání vody či ke zlepšení proudění vzduchu v dolech na těžbu potřebných surovin pro rozvoj průmyslu. Potřeba více elektrické energie vedla k výzkumu parních turbín. Také se zlepšovaly vodní turbíny, kde byly postupně vyvinuty dnes tři nejpoužívanější turbíny (Peltonova, Francisova, Kaplanova).

Práce by měla každému čtenáři přiblížit základní principy fungování lopatkových strojů, především pak axiálních lopatkových strojů. Dále pak čtenáři ukázat, že studiem jednoho z pracovních axiálních strojů, např. axiálního kompresoru, se lze dobře seznámit a naučit základy pro jiný axiální pracovní stroj, např. ventilátor. A to především díky společným charakteristikám a podobnostem. Taktéž je zde vypsáno základní použití axiálních lopatkových pracovních strojů. Důvody použití jsou také částečně odůvodněny v této bakalářské práci.

1 Princip činnosti lopatkového stroje

1.1 Obecný popis principu činnosti lopatkových strojů

Lopatkové stroje, taktéž někdy nazývané turbostroje či rotodynamické stroje, jsou rozšířenou skupinou strojů používaných v široké škále aplikací. Většinou se využívají pro transformaci energie, z tohoto důvodu lze velkou část lopatkových strojů přiřadit mezi energetické stroje. [1] Jedná se o stroje, pro které je typickou součástí rotor (rotační část stroje). Na rotoru jsou po obvodu umístěny lopatky, též někdy nazývané oběžným kolem. Lopatky tvoří kanál, jenž se nazývá lopatkový kanál. Díky vzájemnému silovému působení mezi lopatkami rotoru a pracovním médiem dochází k transformaci energie z jednoho typu energie na druhý. [2]

Dále je nutné uvědomit si, že energie se vyskytuje ve více formách:

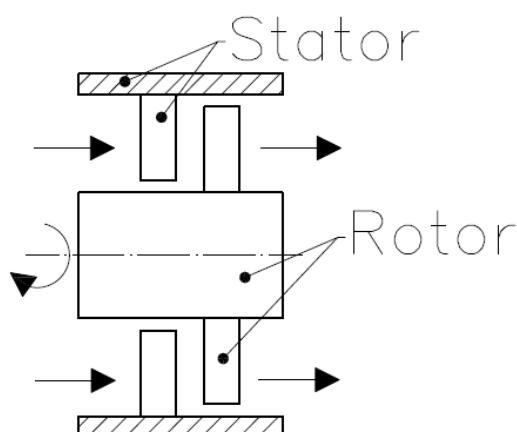
1. Energie mechanická – je to součet energie tlakové, kinetické energie a potenciální energie
2. Energie vnitřní tepelná – váže se změnou teploty kapaliny, tím pádem i se změnou fáze kapaliny (kondenzace/vypařování). [1]

Přeměna energie z různých forem se u lopatkových strojů děje kontinuálně (což je jeden ze znaků lopatkového stroje). [1] Dalšími charakteristickými znaky lopatkových strojů jsou:

- a) změna tlaků před a za strojem – tzv. tlakový spád
- b) změna kinetické energie média (rozdíl rychlosti před a za strojem). [2]

Velmi často v praxi dochází ke kombinaci změny kinetické přeměny energie a k rozdílu tlaků před a za lopatkovým strojem, např. Kaplanova turbína. U této turbíny máme statorovou část, kde se nachází rozváděcí lopatky. Pomocí těchto lopatek lze přeměnit část tlakové energie vodního sloupce, který se nachází nad turbínou, na kinetickou energii. Poté je takto upravený proud vody o značné rychlosti nasměrován směrem k oběžnému kolu turbíny, kde vchází do rotujících lopatkových kanálů. [2]

Lopatkové stroje mají vždy rotorovou část – rotující část lopatkového stroje a statorovou část – nehybná část lopatkového stroje (viz obr. 1.1).



Obrázek 1.1 statorová a rotorová část lopatkového stroje ([1] upraveno)

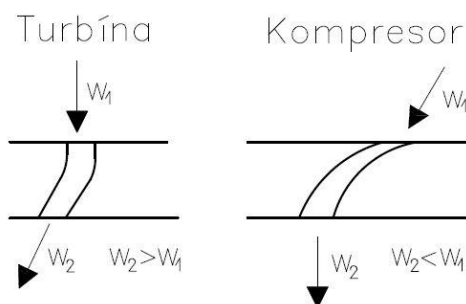
Ve statoru lopatkového stroje neexistuje možnost odvedení ani přivedení energie; z tohoto důvodu se celková energie, potažmo celková entalpie média, nemůže měnit. To nám dává vztah (1.1), který platí, pokud zanedbáváme potenciální energii.

$$i_c = i + \frac{w^2}{2} = \text{konst.} \quad (1.1)$$

$i_c [J \cdot kg^{-1}]$ je celková měrná entalpie provozního média, $i [J \cdot kg^{-1}]$ statická entalpie, $\frac{w^2}{2} [m \cdot s^{-1}]$ kinetická energie pracovního média

Z toho plyne, že dochází ke vzájemné změně statické entalpie a kinetické energie.

Během stlačování pracovního média v kompresorech dochází ke zvyšování statické entalpie, zatímco kinetická energie klesá. Při expanzi je to naopak. Z toho vyplývá, že se bude statická entalpie snižovat a kinetická rychlost zvyšovat (viz obr. 1.2). U hydraulických strojů se nepoužívá pojem entalpie, nýbrž se používá, pojem celková měrná energie kapaliny. Je nutné si říci, že celková měrná energie kapaliny je součet tlakové energie, měrné kinematické energie a měrné potenciálové energie. Lze si všimnout, že se měrná celková energie kapaliny liší od měrné entalpie a tom tím, že měrná celková energie kapaliny uvažuje změnu měrné potenciální energie.[1]



Obrázek 1.2 změna rychlosti pracovního média ([1] upraveno)

Nyní se podíváme na rotor a na to, jak se u něj mění energie. U rotoru neplatí to stejné, co u statoru. Zde se totiž měrná entalpie společně s měrnou kinetickou energií tekutiny transformuje na práci (u turbín) nebo práce na tlakovou energii (u pracovních strojů). Z toho vyplývají následující rovnice (1.2) u které zanedbáváme potenciální energii.

$$i_{c1} = i_1 + \frac{w_1^2}{2}, i_{c2} = i_2 + \frac{w_2^2}{2} \quad (1.2)$$

Index 1 nám udává rychlost kinetickou a měrnou entalpii, před vstupem do lopatkové mříže.

Index 2 označuje opět kinetickou energii a měrnou entalpii, avšak na výstupu z lopatkové mříže

Pak pro měrnou práci a_u určíme z rovnice (1.3), kde jsme opět zanedbali potenciální energii.

$$a_u = i_{c1} - i_{c2} \quad (1.3)$$

Jestliže bude měrná práce menší jak nula, lopatkový stroj rotorem energii přivádí do média. To se děje například u kompresorů. Pokud však bude měrná práce větší jak nula, lopatkový stroj rotorem odvádí energii z média. [1]

1.2 Typy pracovních strojů

1.2.1 Hydraulické stroje - hydrodynamické

Pokud se u hydraulických strojů přeměňuje mechanické energie kapaliny na práci, mohou tuto práci rotoru transformovat na energii elektrickou. Tato přeměna je typická u vodních turbín (Kaplanova, Francisova, vírová). Opačná přeměna nastává u čerpadel, kde se práce rotoru mění na energii mechanickou kapaliny. V tomto případě jsme naopak nuceni elektrickou energii dodávat. [1]

U hydraulických strojů můžeme zanedbat změnu pracovního média, protože médium vykazuje vlastnosti jako nestlačitelná kapalina, např. voda. [2]

1.2.2 Tepelné stroje

Jestliže se u tepelných lopatkových strojů transformuje práce rotoru nátlakovou energií a kinematickou energií pracovního média, pak jsme stejně jako u čerpadel nuceni dodávat ekletickou energii. Tento jev nastává u kompresorů a ventilátorů. U tepelných turbín dochází ke změně teplené energie média na práci, kterou jsme opět schopni změnit na energii elektrickou. [1]

Hustota média se u tepelných strojů mění, což jsou např. páry nebo plyny. [2]

1.3 Kinematika a rychlostní trojúhelník lopatkových strojů

Na úvod je nutné říci, že jakýkoliv lopatkový stroj má naprosto jednoduché kinematické hledisko. Jedná se totiž o rotační mechanismus s jedním stupněm volnosti. Avšak lopatkové stroje mají velmi rozmanitou kinematiku ve vztahu mezi převažující rychlostí v osovému řezu stroje k ose rotace stroje. Dle tohoto je můžeme dělit na axiální, radiální, radiálně axiální, diagonální a tangenciální.

Dále platí, že největší rychlost pracovního média nebývá v rovině osového řezu, ale v rovině na tento řez kolmém, neboli v obvodovém směru.

Pro lepší orientaci proto vyjadřujeme rychlost pracovního média, též nazývanou absolutní rychlost, s označením c (pokud médium vstupuje do lopatkového kanálu, označujeme jeho absolutní rychlost c_1 , a když médium vystupuje, jako c_2) v rotačních souřadnicích. Díky tomu má obecně absolutní rychlost v lopatkových strojích tři prostorové složky: [1] [2]

- obvodovou – složka rychlosti ve směru osy u ,
- axiální – složka rychlosti ve směru rotace a ,
- radiální – složka rychlosti kolmá na axiální směr, která může směřovat k ose nebo od osy rotace r . [1]

Tudíž ve skutečnosti trajektorie pohybu částic pracovního média u čistě axiálního stupně pracovního lopatkového stroje bude mít prostorový charakter.

Proto se obecně u lopatkových strojů (včetně axiálních stupňů pracovních lopatkových strojů) pro základní kinematické vyjádření používají rychlostní trojúhelníky (sestavené na vstupu a výstupu z lopatkové mříže), které jsou jedním ze základních charakteristických rysů všech lopatkových strojů. [2]

Rychlostní trojúhelníky se skládají ze tří vektorů. Z vektoru absolutní rychlosti média c , která je vektorovým součtem vektoru relativní rychlosti w a vektoru obvodové rychlosti rotoru u . Jedná se o grafické znázornění těchto tří složek.

Před tím, než si ukážeme příklad rychlostního trojúhelníku, je nutné vysvětlit pojmy relativní rychlost pracovního média w a obvodová rychlost u . Relativní rychlost média w je

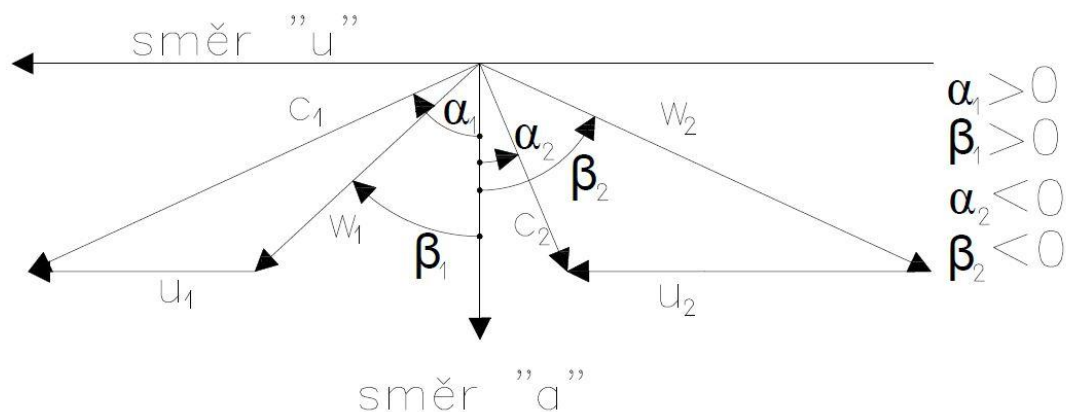
rychlost proudu média, kterou vnímá pozorovatel, jenž se zároveň hýbe s rotujícím kanálem lopatkového stroje. Tato rychlost opět může mít tři složky, stejně jako rychlost absolutní. Obvodová rychlost u již nemá tři vektorové složky, ale pouze jednu. Tato složka leží v rovině svírající 90° s axiálním směrem. Zároveň je obvodová rychlost funkcí úhlové rychlosti rotoru ω a poloměru rotace r :

$$u = \pi \cdot d \cdot n = \omega \cdot r \quad (1)$$

kde $n[s^{-1}]$ otáčky rotoru [2]

Rychlostní trojúhelníky se většinou zakreslují do rovin tečných k příslušné proudové ploše. Z tohoto důvodu se proto u axiálních lopatkových strojů zakreslují do rovin tečných k válcové ploše, jejichž osa je totožná s osou rotace stroje.

Vektory rychlostí v rychlostním trojúhelníku vyjadřují směr a velikost rychlostí. Během historického vývoje a zkoumání teorie jednotlivých lopatkových strojů bylo vyvinuto několik různých typů souřadných systémů, ke kterým jsou stahovány směry vektorů rychlosti v rychlostním trojúhelníku. Pro axiální lopatkové stroje se využívá nejčastěji v odborné literatuře systém, který se vztahuje k osovému směru (viz obr. 1.3). Zde se za kladný směr považuje ten (směr), jenž má vektor obvodové rychlosti. [1]



Obrázek 1.3 rychlostní trojúhelník vztážený k osovému směru ([1] upraveno)

1.4 Základní rovnice lopatkových strojů

1.4.1 Síly působící na lopatky od proudu média – Eulerovy rovnice

Ve stupni se mění směr i velikost rychlosti pracovního média, jež protéká ve stupni lopatkového stroje, tudíž zde musí působit nějaká vnější síla na proudící médium ve stroji. Můžeme se setkat s několika různými vnějšími silami, přičemž celková vnější síla, působící na tekutinu uvnitř kontrolního objemu, jejich součet je pak dán rovnicí (1.5). [2]

- 1) Hmotnostními silami \vec{F}_h , tyto síly jsou vyvolány tíhovým zrychlením, odstředivým zrychlením, nebo Coriolisovým zrychlením
- 2) Tlakové síly \vec{F}_p , které na pracovní médium působí z okolního média
- 3) Síly, jež jsou vyvolané působením těles vevnitř či na hranici kontrolní plochy \vec{F}_t (např. stěny kanálu, obtékání tělesa)

$$\vec{R} = \vec{F}_h + \vec{F}_p + \vec{F}_t \quad (1.5)$$

Abychom dokázali určit, jak velká síla působí na proud média, často se používají tzv. metody kontrolního objemu a pro tento objem musí zároveň pořád platit základní fyzikální zákony (zachování energie, zachování hmotnosti, zachování chyblosti). Velkou výhodou je určený kontrolní objem tak, aby se nám dobře určovaly základní parametry na okrajích kontrolního objemu. Tyto základní parametry nám pak charakterizují proud média, v námi určeném kontrolním objemu. S velkou výhodou se využívá při určení kontrolního objemu proudnic proudícího média nebo stěny kanálu. [1]

Dle principu akce a reakce musí na tělesa, jenž se nachází uvnitř kontrolního objemu či na jeho okraji, např. lopatky rotoru, působit stejně velká síla \vec{F}_t , která je orientována opačně. Tuto sílu označíme \vec{F} a určíme z Eulerovy obecné rovnice (1.6) (úplné odvození najdeme v [1] či v [2]).

$$\vec{F} = -\vec{R} + \vec{F}_h + \vec{F}_p = \vec{H}_1 - \vec{H}_2 + \vec{F}_h + \vec{F}_p = -\vec{F}_t \quad (1.6)$$

$\vec{H}_1 = \dot{m} \cdot \vec{c}_1$ - hybnost pracovního média vstupujícího do kontrolního objemu,
 $\vec{H}_2 = \dot{m} \cdot \vec{c}_2$ - hybnost pracovního média vystupujícího z kontrolního objemu,
 \dot{m} množství pracovní tekutiny protékající kontrolním objemem, [2]

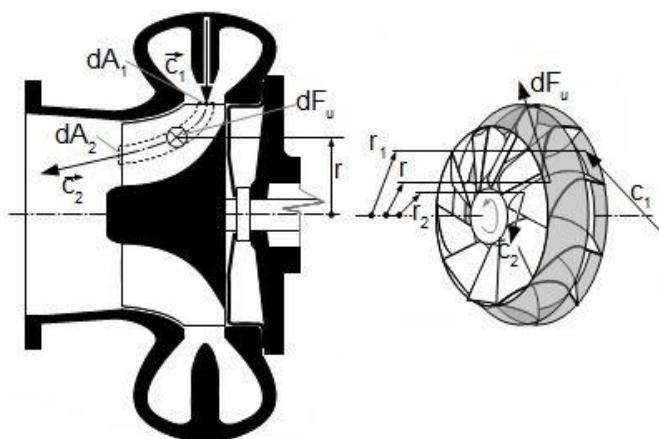
1.4.2 Krouticí moment přenášený na rotor lopatkového stroje – zobecněná Eulerova rovnice

V předchozí kapitole jsme si řekli, že na lopatku rotoru působí síla dle Eulerovy obecné rovnice. Tato síla způsobuje na rotoru, potažmo na hřídeli, lopatkového stroje krouticí moment M_k .

$$dM_k = -dM_R = (r_1 \cdot c_{1u} - r_2 \cdot c_{2u}) \cdot d\dot{m} \quad (1.7)$$

c_{1u} - obvodová složka rychlosti pracovního média

Rovnice 1.7 se též nazývá zobecněná Eulerova rovnice a vypočítáme dle ní přímo elementární krouticí moment.



Obrázek 1.4 elementární krouticí moment vysvětlení veličin z rovnice 1.7 (převzato z [4])

Z rovnice (1.7) pro elementární krouticí moment jsme schopni odvodit rovnici (1.8). Pomocí této rovnice dokážeme vypočítat elementární výkon dP , jenž je přenášen na rotor lopatkového stroje.

$$dP = \omega \cdot dM_k = (u_1 \cdot c_{1u} - u_2 \cdot c_{2u}) \cdot d\dot{m} \quad (1.8)$$

u - obvodová rychlost [1]

1.4.3 Obvodová práce

Měrná obvodová práce I_u je práce, jež se vykoná ve stupni lopatkového stroje jednotkovým množstvím pracovního média. Tato práce se určí pomocí podílu výkonu přeneseného na rotor k hmotnostnímu průtoku (jednotkový průtok), viz rovnice (1.9).

$$I_u = \frac{dP}{d\dot{m}} = (u_1 \cdot c_{1u} - u_2 \cdot c_{2u}) = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} \quad (1.9)$$

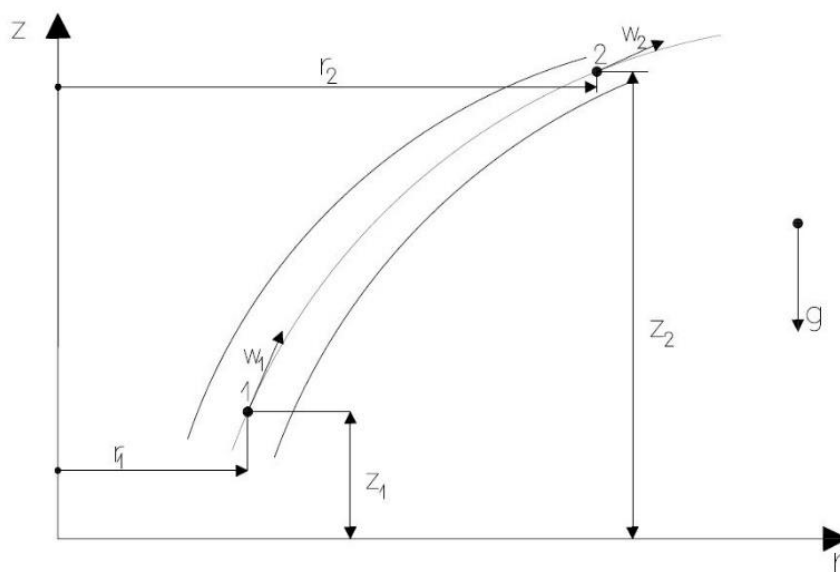
w - relativní rychlost

I tuto rovnici nazýváme Eulerovu (energetickou) rovnici. Je také dobré si uvědomit, že měrná obvodová práce, vypočtena pomocí tohoto vztahu, není skutečná práce, kterou můžeme vyvést pomocí krouticího momentu na hřídeli. Ve skutečnosti je tato práce snížena o ztráty.

1.4.4 Základní rovnice u hydraulických lopatkových strojů

Je nutné si uvědomit, že ne všechny lopatkové stroje se vyvíjeli ve stejném časovém období. V těchto obdobích nebyla vždy dostatečná znalost teoretických základů pro vypracování teorie jednotlivých lopatkových strojů. Z tohoto důvodu se můžeme setkat s různým značením základních veličin a také s rozdílným teoretickým východiskem. Pokud se podíváme přímo na hydraulické lopatkové stroje, máme zde dvě výrazné odlišnosti, jak je zmíněno výše. Za prvé, u těchto strojů můžeme pracovní médium považovat za nestlačitelné a za druhé je hustota pracovního média větší, než když uvažujeme páry a plyny. Změna potenciální energie pracovního média je velmi podstatná.

Pro odvození základních rovnic hydraulických strojů vycházíme z Bernoulliho rovnice, kterou aplikujeme na rotující kanál (obr. 1.5).



Obrázek 1.5 Bernoulliho rovnice pro rotující kanál ([1] upraveno)

Jestliže považujeme proudění v kanálu lopatkového stroje za ustálené, pak vypadne člen, jenž vyjadřuje měrnou energii zrychlující kapaliny. Potom má Bernoulliho rovnice pro rotující kanál tvar (1.10). [1]

$$\frac{w_1^2}{2} + \frac{p_1}{\rho} - \frac{u_1^2}{2} + g \cdot z_1 = \frac{w_2^2}{2} + \frac{p_2}{\rho} - \frac{u_2^2}{2} + g \cdot z_2 + Y_{z,12} \quad (1.10)$$

$Y_{z,12}$ ztrátová energie, $g \cdot z$ měrná potenciální energie, $\frac{p}{\rho}$ měrná tlaková energie

U hydraulických strojů se celková měrná energie rovná součtu měrné kinetické energie, měrné tlakové energie a měrné potenciální energie viz rovnice (1.11) a značí se Y .

$$Y = \frac{c^2}{2} + \frac{p}{\rho} + g \cdot z \quad (1.11)$$

Dá se dokázat, že pro hydraulické stroje platí rovnice (1.9), ale s tím rozdílem, že se místo I_u používá ΔY_{id} (zanedbáváme ztrátovou energii $Y_{z,12}$). Pokud chceme určit výkon stroje P , musíme si nejprve určit hmotnostní průtok v kanálu \dot{m} , jenž je dán rovnicí (1.12). Poté se výkon stroje určí dle rovnic (1.13), kde zanedbáme ztrátovou vnitřní energii (máme ideální případ).

$$\dot{m} = \dot{V} \cdot \rho \quad (1.12)$$

$$P = \dot{m} \cdot \Delta Y = (\dot{V} \cdot \rho) \cdot \Delta Y_{id} \quad (1.13)$$

Krouticí moment $M_{k,id}$ pro ideální případ se vypočítá dle upravené rovnice (1.7), kterou upravíme tak, že nahradíme $d\dot{m}$ za \dot{m} . Pak rovnice pro krouticí moment má tvar (1.14).

$$M_{k,id} = (r_1 \cdot c_{1u} - r_2 \cdot c_{2u}) \cdot \dot{V} \cdot \rho \quad (1.14)$$

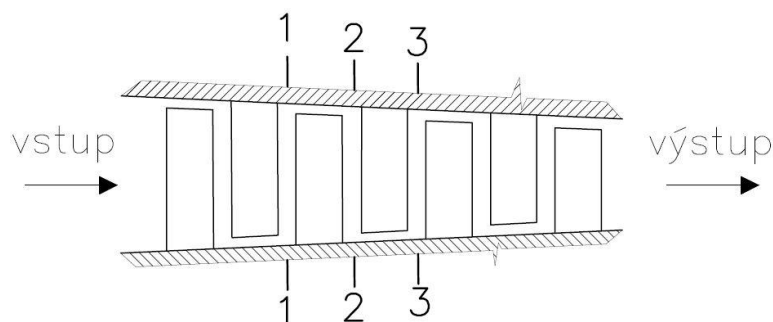
Ovšem rovnice (1.14) platí pouze v případě, že veškerá kapalina vstupuje na poloměru r_1 s rychlostí c_{1u} a současně veškerá kapalina vystupuje na poloměru r_2 s rychlostí c_{2u} . Pro obecný případ použijeme pro výpočet krouticího momentu M_k rovnici (1.15).

$$M_k = \frac{P}{\omega} = \frac{[(u_1 \cdot c_{1u} - u_2 \cdot c_{2u}) + Y_{z,12}]}{\omega} \quad (1.15)[1]$$

2 Charakteristické rysy axiálních stupňů pracovních strojů

2.1 Axiálního stupně

Obecně za stupeň lopatkového stroje se považuje řada rozváděcích lopatek (statorové lopatky) a řada oběžných lopatek (rotorové lopatky). Pokud se zabýváme přímo axiálním stupněm lopatkového stroje, proudí částice pracovního média podél osy stroje a zároveň i okolo osy rotoru. [3]



Obrázek 2.1 schéma průtočné části axiálního kompresoru ([3] upraveno)

Čísla 1 a 2 označují rotorovou lopatkovou mříž a zároveň stavy 1,2 pracovního média. Čísla 2 a 3 statorovou lopatkovou mříž a zároveň stavy 2,3 pracovního média. ([3])

2.2 Geometrický rys

Geometrie stupňů lopatkových pracovních strojů je podobná, pokud jsme schopni zhotovit jeden stupeň z druhého a to pouhou změnou všech rozměrů. Z toho vyplývá, že geometrie je jeden ze základních charakteristických rysů axiálního stupně pracovního stroje. [1]

2.3 Kinematický rys

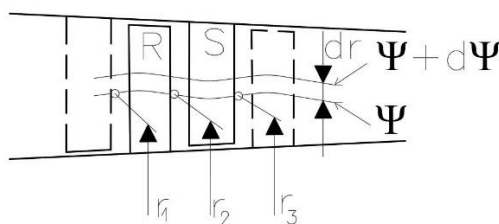
Při konstrukci nových axiálních stupňů lopatkových strojů se používá podobnost v pohybu částic zkoumaného média. Tuto podobnost nazýváme kinematickou podobností axiálních stupňů lopatkových strojů. [2] Dva stupně si jsou kinematicky podobné, když vektory rychlostí v sobě odpovídajících bodech nejsou stejné pouze o hodnotu určenou stálým, a ve všech bodech toku totožným, skalárním součinem. Kinematická podobnost má přímý vliv na poměry stran rychlostního trojúhelníku. Je nutné si uvědomit, že na velikost kinematických podobností lopatkového stroje má velký vliv Reynoldsovo číslo. Toto číslo se pro každé pracovní médium liší. Z toho důvodu by se mělo vždy uvádět, pro jaké médium je kinematická podobnost určena. [2]

2.4 Elementární a normální stupně lopatkového stroje

Nejedná se sice přímo o charakteristický rys axiálního lopatkového pracovního stroje, avšak v literatuře je často pojem elementární a normální stupeň lopatkového stroje používán. Proto je záhodno uvést, co tyto pojmy znamenají. Některé rovnice pro výpočet charakteristických rysů se dají též často zjednodušit, aby byly lépe pochopitelné. Také při návrhu lopatkového stroje se těchto pojmů často využívá, jelikož je zde hlavním cílem určit geometrické a aerodynamické vlastnosti lopatkové mříže. Tyto vlastnosti přímo vychází z trajektorie proudnic, potažmo z rychlostních trojúhelníků. Pro tyto trojúhelníky se pak hledá nejvhodnější tvar lopatky. [2]

V praxi a literatuře se nejvíce používají pro lepší pochopení a zjednodušení studia lopatkových strojů tyto tři zjednodušující předpoklady:

1. Elementární stupeň - vytkne se pouze část proudu, jež je omezena vedle sebe ležícími proudovými plochami ψ a $\psi+d\psi$. Vzdálenost mezi nimi je dr , pro tuto elementární vzdálenost se příslušné parametry proudu nemění a řešená úloha se změní z prostorové na rovinnou úlohu. [1]
2. Proudění po válcových plochách - dojde k nahrazení reálných proudových ploch válcovými plochami (využíváno pro čistě axiální stroje [2]). Díky tomu se $r_1=r_2=r_3$, z toho plyne, že $u_1=u_2=u$. [1]
3. Normální stupeň - rychlost pracovního média je stejná jak na výstupu, tak na vstupu do stupně. [1]



Obrázek 2.2 stupeň axiální kompresoru nebo čerpadla ([1] upraveno)

2.5 Bezrozměrné rysy

Bezrozměrné rysy, nebo též bezrozměrné součinitele, lze odvodit na základě kinematické podobnosti a geometrických podobností. Bezrozměrné rysy nám popisují průtokové a termodynamické vlastnosti stupně lopatkového stroje. [1]

2.5.1 Průtokový součinitel

To, jaký tvar bude mít rychlostní trojúhelník, je především ovlivněno geometrií kola, jež byla zvolena na základě geometrické podobnosti, přičemž průtokový součinitel stanovuje pouze, jaké jsou poměry mezi stranami v rychlostním trojúhelníku na výstupu z oběžného kola. Obecný vzorec pro výpočet průtokového součinitele je:

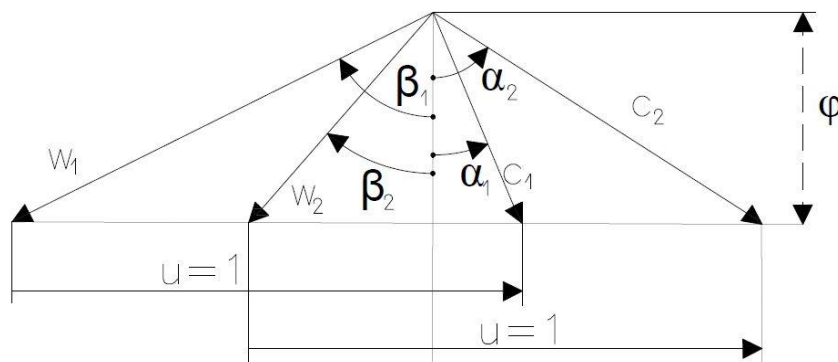
$$\varphi = \frac{\dot{m}}{\rho_2 \cdot S_2 \cdot u_2} \quad (2.1)$$

\dot{m} [kg·s⁻¹] hmotností průtok stupně, ρ [kg·m⁻³] hustota média, S_2 průtočná plocha, u_2 [m·s⁻¹] obvodová rychlost oběžné lopatkové řady

Jestliže máme přímo normální axiální stupeň lopatkového stroje a platí následující rovnice $u_1=u_2=u$, $m=\rho_2 \cdot S_2 \cdot c_a$ a $w_{a1}=c_{a1}=w_{a2}=c_{a2}$, můžeme obecnou rovnici (2.1) upravit na zjednodušený tvar:

$$\varphi = \frac{c_a}{u} = \frac{w_a}{u} \quad (2.2)$$

c_a [m·s⁻¹] axiální složka rychlosti pracovního média, u [m·s⁻¹] obvodová rychlost [1]



Obrázek 2.3 rychlostní trojúhelník pro $u=1$ s vyznačeným průtokovým součinitelem, pro normální axiální stupeň kompresoru ([1] upraveno)

2.5.2 Tlakový součinitel

Vhodný tvar rychlostního trojúhelníku, některé úhly v něm a vzájemný poměr jeho stran sice mohou být zjevné, díky již dříve uvedeným charakteristickým rysům. Avšak neznáme jeho velikost. Abychom mohli zjistit velikost rychlostního trojúhelníku, musíme znát alespoň jednu z rychlostí vyskytujících se v rychlostním trojúhelníku. Rychlost, kterou nejčastěji odhadujeme, abychom pomocí ní určili velikost rychlostního trojúhelníku, je obvodová rychlost. Tuto rychlost je možné určit z tlakového součinitele a tlakový součinitel se určuje z poměru mezi rozdílem celkových entalpií i_c (u pracovních strojů se používá absolutní hodnota rozdílu) ve stupni ke kinetické energii u pracovní tekutiny v obvodovém směru na výstupu z oběžného kola. (viz vzorec 2.3). [2]

$$\psi = \frac{\Delta i_c}{\frac{1}{2} u_2^2} \quad (2.3)$$

Jestliže můžeme považovat proudění za nestlačitelné, pak se celková změna entalpie ve stupni rovná změně tlaku Δp ve stupni k hustotě pracovního média ρ (viz rovnice 2.4). Pokud rovnici (2.4) dosadíme do rovnice (2.3), dostaneme tlakový součinitel pro nestlačitelné proudění rovnice (2.5) pracovního média. Díky tomu, že se zde vyskytuje změna tlaku, nazýváme tento charakteristický rys tlakový.

$$\Delta i_c = \frac{\Delta p}{\rho} \quad (2.4)$$

$$\psi = \frac{\Delta p}{\frac{1}{2} \rho \cdot u_2^2} \quad (2.5)$$

Tlakový součinitel se pro normální axiální stupeň lopatkového pracovního stroje nemění. Dojde pouze k formální změně zápisu jmenovatele zlomku. Jelikož můžeme psát, že $u_1 = u_2 = u$, nahradíme u_2 v rovnici (2.5) pouze u . [1]

2.5.3 Výkonový součinitel

Výkonový součinitel je téměř totožný s tlakovým součinitelem s jediným rozdílem, že do vzorce pro výkonový součinitel dosazujeme skutečný tepelný spád. Proto i vzorec pro určení výkonového součinitele je podobný jako pro tlakový součinitel. Zároveň zde platí to

stejně co pro tlakový součinitel, pokud se zabýváme normálním axiálním stupněm lopatkového stroje.

$$\lambda = \frac{\Delta i}{\frac{1}{2}u_2^2} \quad (2.6)$$

2.5.4 Stupeň reakce

Tento charakteristický rys nám říká, jak je dělen celkový entalpický spád mezi rotor a stator stupně lopatkového stroje, přičemž stupeň reakce je dán jako podíl entalpického spádu, který je na rotoru stupně, k celkovému entalpickému spádu. Obecně se stupeň reakce zapíše rovnicí (2.7):

$$\rho = \frac{\Delta i^R}{\Delta i_c} \quad (2.7)$$

Pokud se však bavíme přímo o pracovních lopatkových strojích, můžeme do vzorce (2.7) dosadit a upravit ho tak, že nám vyjdou dva vzorce. Rovnice (2.8) pro stupeň reakce tepelného pracovního stroje (kompresor nebo ventilátor) a rovnici (2.9) pro stupeň hydraulických pracovních strojů (čerpadla). Rovnice pro hydraulické pracovní stroje se liší díky tomu, že můžeme zanedbat ztrátu tepla na rotoru způsobenou ventilační ztrátou.

$$\rho = 1 - \frac{c_1^2 - c_2^2}{2 \cdot I_E + 2(1 - \delta)a_r} \quad (2.8)$$

$$\rho = 1 - \frac{\frac{c_3^2}{2} - \frac{c_2^2}{2} - g \cdot \Delta h_{2-3} + z_{2-3}}{I_E - g \cdot \Delta h_{1-3} + z_{1-3} - a_r} \quad (2.9)$$

Stupeň reakce jsme schopni vyjádřit z pouhé znalosti podoby rychlostního trojúhelníku před a za statorovou řadou lopatek. Z tohoto důvodu se často můžeme v odborné literatuře setkat s tím, že je stupeň reakce nazýván kinematickým stupněm reakce ρ_k . Můžeme se též setkat s pojmem termodynamický stupeň reakce ρ_t , což je podíl rozdílů statických entalpií na rotoru stupně k rozdílu statických entalpií v celém stupni, pokud je děj izoentropický (vzorec 2.10). [2]

$$\rho_t = \frac{\Delta i_{iz}^R}{\Delta i_{iz}^c} \quad (2.10)$$

Pokud máme nestlačitelné proudění, opět můžeme říci, že platí rovnice (2.6). Jestliže rovnici (2.6) dosadíme do vzorce (2.10) dostaneme termodynamický stupeň reakce pro nestlačitelné proudění (vzorec 2.11).

$$\rho_t = \frac{\Delta p_R}{\Delta p_c} \quad (2.11)$$

V ideálním případě by se měl termodynamický stupeň reakce rovnat kinematickému stupni reakce. Bohužel toho nejsme v praxi schopni dosáhnout, jelikož nedokážeme sestavit lopatkový pracovní stroj, kde by nebyly ztráty. [3]

Je-li nutné zkonstruovat úplně nový stupeň, je stupeň reakce velmi dobrou pomůckou pro stanovení ideálního rozložení transformace ve stupni. Je však nutné, aby konstruktér měl povědomí o podobě rychlostního trojúhelníku, otáčkách, popřípadě dokonce přímo o stupni reakce. Stupeň reakce se využívá i při konstrukci i-s diagramu, z něhož se dále dají zjistit stavové veličiny proudícího média, hlavně pak měrný objem. [2]

2.5.5 Rychlostní poměr

Jedná se o poměr mezi obvodovou rychlostí u_2 a izoentropickou rychlostí, která přísluší danému izoentropickému spádu, jenž je zpracován ve stupni (viz vzorec 2.12)

$$x = \frac{u_2}{c_{iz,ST}}, \quad c_{iz,ST} = \sqrt{2 \cdot i_{iz,ST}} \quad (2.12)$$

Ovšem rychlostní poměr se taktéž dá určit z podílu obvodové rychlosti k rychlosti na výstupu ze statorové lopatkové řady (viz. vzorec 2.13).

$$x_1 = \frac{u_1}{c_1}, \quad c_1 = \sqrt{2 \cdot h_s} \quad (2.13)$$

Jsme schopni dokázat, že se rychlostní poměr dá určit z tlakového součinitele (viz. vzorec 2.14), anebo z výkonnostního součinitele (viz. vzorec 2.15)

$$x = \frac{u_2}{\sqrt{\psi}} \quad (2.14)$$

$$x_1 = \sqrt{\frac{1}{\lambda \cdot (1 - \rho_k)}} \quad (2.15)[1]$$

Součinitel rychlosti využijme v případě, že chceme určit zakřivení proudu, nebo pro určení optimálních otáček či průměru rotoru tepelných lopatkových strojů. To z důvodu, že tyto stroje mají optimální obvodovou účinnost pouze při daném rychlostním poměru podobnosti. [2]

2.6 Ztráty v lopatkových strojích

Během průchodu pracovního média lopatkovým strojem nedochází k úplné přeměně práce, jež přivedeme na rotor pracovního stroje, na námi požadovaný druh energie pracovního média. To je způsobeno ztrátovými procesy či úniky mimo pracovní část stroje.

Velmi často dělíme ztráty dle místa vzniku:

- Ztráty vznikající v lopatkové části pracovního stroje - ztráty v lopatkové mříži (nazývané profilové ztráty), ztráty mimo lopatkovou mříž.
- Ztráty vznikající mimo lopatkovou část stroje - např. netěsnost hřídelů.

Je nutné si uvědomit, že pro určení a výpočet ztrát velmi záleží na typu lopatkového stroje, na pracovním médiu, podmínkách, ve kterých je stroj provozován a na tom, jak je daný stroj konstruovaný. Kvůli těmto jednotlivým příčinám nejsme schopni stanovit obecný postup pro výpočet ztrát v lopatkovém stroji. Jsou zde však alespoň základní polo-empirické vztahy. Také lze využít numerické modelování, nebo znalosti konstruktéra, který je natolik znalý problematiky, že dokáže predikovat, které ztráty se objeví v lopatkovém stroji. Pokud je

konstruktér nucen sestavit zcela nový lopatkový stroj pro případ, jenž se ještě neřešil. Určit co nejpřesněji ztráty je velmi důležitý krok při návrhu lopatkového stroje, protože musíme zajistit garantované parametry, jež jsou žádány před spuštěním stroje. [2]

2.6.1 Profilové ztráty

Tyto ztráty jsou spojeny prouděním pracovního média v blízkosti profilu lopatky. Díky profilovým ztrátám dochází ke snížení účinnosti proudění v lopatkovém kanále. Pro zjednodušení se většinou předpokládá, že účinnosti jednotlivých lopatkových kanálů, jež jsou v jedné lopatkové mříži, si jsou velmi blízké. Z tohoto důvodu se používá v praxi pouze jedna účinnost. Tato používaná účinnost je účinnost celé lopatkové mříže η_m ; vypočítá se dle rovnice (2.16). [2]

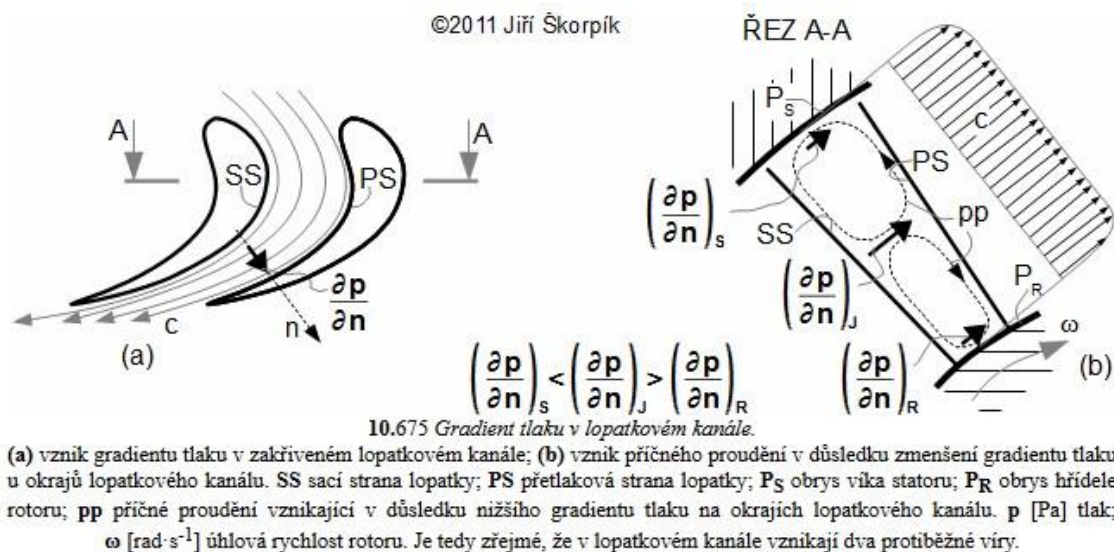
$$\eta_m = 1 - \xi_p \quad (2.16)$$

ξ_p poměrné profilové ztráty v lopatkové mříži [2].

Profilová ztráta není dána pouze třením v mezní vrstvě profilu lopatky. Je také způsobena ztrátovými procesy, u nichž se vyvíjí ztrátové teplo, které vzniká díky obtékání profilu lopatky. Poměrná profilová ztráta je tudíž součet poměrné ztráty třením v mezní vrstvě, poměrné ztráty víření při odtržení od profilu, poměrné ztráty víření za odtokovou hranou lopatky a poměrnou ztrátou rázem pouze pokud se jedná o stlačitelné proudění. [2] Tyto poměrné ztráty jsou blíže popsány ve zdroji [5].

2.6.2 Ztráty sekundárním prouděním

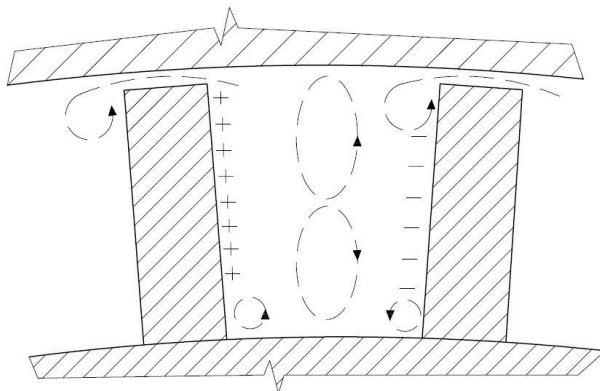
V lopatkových kanálech vzniká příčné proudění. To může vzniknout díky nerovnoměrnému příčnému gradientu tlaku v lopatkovém kanále. Mechanismus, kterým dochází ke vzniku sekundárního proudění, se popíše takto: Gradient tlaku, jenž je ve směru normály proudění, se objevuje v lopatkovém kanále a má za následek zmenšení tlaku na sací straně lopatky. To má za následek situaci, že tlak na sací straně je menší než na přetlakové straně. Díky tomu, že se pracovní médium tře o plochy statorového víka a plochy hřídele rotoru, bude rychlost proudění a i gradient tlaku nižší než u středního poloměru lopatek. To způsobí příčné proudění v lopatkovém kanálu rotoru.



Obrázek 2.4 Gradient tlaku v lopatkové mříži (převzato z [5])

Abychom sekundární ztráty co nejvíce eliminovali, používáme v praxi naklonění lopatek od radiální osy, nebo se použijí prohnuté lopatky.

Také se může stát, že příčné proudění způsobí další proudění u pat lopatek. [2]



Obrázek 2.5 Celkový pohled na příčné víry v lopatkovém kanále ([2] upraveno)

2.6.3 Ztráty vnitřní netěsnosti stupně

Vnitřní ztráty, někdy také nazývané ztráty radiální mezerou, se značí v literatuře ζ_{dr} . Vznikají v důsledku toho, že ne všechno pracovní médium proudí přes lopatkový kanál. Část pracovního média totiž může protékat radiálně vůči δ_r , popřípadě ucpávkou u bandáže. Jestliže máme lopatkovou řadu, jež má volný konec, je radiální ztráta spojena přímo se sekundárním prouděním. Toto spojení nastává díky přetékání pracovního média přes volný okraj lopatky; vznikne vír, který se nachází za volným okrajem lopatky a tímto dochází ke zpomalování proudu v okrajovém pásmu na sací straně lopatky. Díky tomu se často v praxi i literatuře vyjadřuje společně část ztráty sekundárního proudění a ztrát radiální mezerou. [3]

3 Pracovní podmínky axiálních stupňů turbokompresorů

3.1 Historie

První zmínky o více stupňových axiálních kompresorech pochází z roku 1853, kdy byly sepsány a uvedeny na Francouzské akademii věd. Z počátku byly k experimentům s axiálními kompresory používány reverzně spuštěné vícestupňové turbíny. Je nutné si uvědomit, že tyto pokusy byly sice zajímavé, avšak účinnost těchto prvních axiálních kompresorů byla dosti špatná. To bylo způsobeno špatně zakřivenými lopatkami, protože nebyly určené pro zvyšování tlaku ve směru proudu toku pracovního média. Postupem času docházelo ke zlepšení axiálních kompresorů díky použití teorie vrtulí na lopatky kompresoru. Takto postavené kompresory pořád neměly příliš velkou účinnost, která se pohybovala v rozmezí 50 až 60%. Další vývoj axiálních kompresorů byl opožděn, a to kvůli nedostatečné znalosti mechaniky proudění kapalin.

Velký skok ve vývoji axiálních kompresorů přinesla první světová válka. Během ní totiž došlo ke znatelnému pokroku v oblasti mechaniky proudění kapalin a v aerodynamice, kvůli vývoji letadel. Velké zlepšení výkonu kompresorů znamenalo použití teorie osamoceného profilu. Pokud byl poměr tlaků ve stupni mírný, měl axiální kompresor dostatečnou účinnost, aby se stal komerčně zajímavým a mohl se začít používat např. v klimatizaci.

Ve třicátých letech dvacátého století se skokově zvýšil zájem o axiální kompresory v důsledku zbrojení v Evropě, a to hlavně kvůli vzdušné nadvládě. Byly třeba velmi účinné kompresory, jež by zvýšily výkon pístových motorů, potažmo letadel, ve vysokých nadmořských výškách. S tímto rozvojem je také spojen výzkum leteckých proudových motorů. Proudové motory byly nejvíce zkoumány v Německu a ve Velké Británii; obě země postavily ještě během války proudové motory. V Americe byly proudové motory též zkoumány a s tím i spojené axiální kompresory; tento výzkum byl veden NACA (National Advisory Committee for Aeronautics), předchůdce dnešní NASA.

Během vývoje postupně docházelo ke zvyšování tlaku ve stupni, a to za pomoci většího prohnutí lopatek a menších vzdáleností mezi nimi. Díky tomu se jednotlivé lopatky začaly ovlivňovat svojí aerodynamikou, z toho začalo být jasné, že teorie osamoceného profilu je nedostatečná pro návrh těchto axiálních kompresorů. Z tohoto důvodu došlo k vypracování teorie aerodynamiky speciálně pro kompresory, s lopatkami prohnutými a blízko sebe. Tato teorie byla poté potvrzena pokusy v aerodynamickém tunelu.

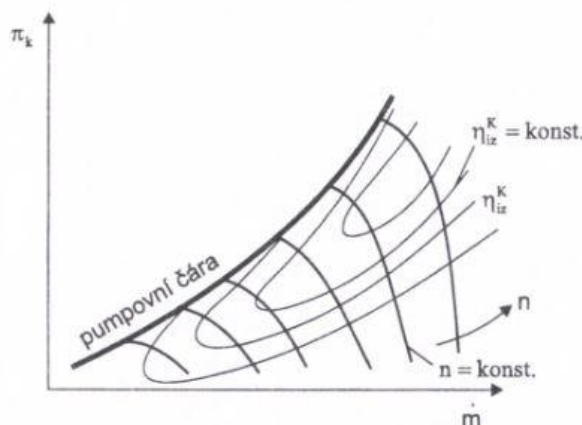
Komerčně používané axiální kompresory nebyly tak dokonalé, jako ty pro letecké motory; přesto se neustále používaly v komerčním provozu. Tento rozdíl se vyrovnal okolo roku 1958, kdy došlo v USA k odtajnění zpráv NACA, jenž byly do té doby vojenským tajemstvím. Dodnes existuje dost komerčních axiálních kompresorů sestrojených na základě těchto odtajněných zpráv. Pokrok, jehož bylo dosaženo během druhé světové války, lze snadno prezentovat na dvou axiálních kompresorech - jednom ze třicátých let dvacátého století, a druhým vyrobeným po roce 1958. Zatímco ten starší z nich potřeboval ke stlačení vzduchu ze 101 kPa na 310 kPa 45 stupňů, novějšímu už stačilo pouze 11 stupňů. [6]

3.2 Charakteristika kompresoru

Každý kompresor je navrhován pro určité pracovní podmínky. Avšak v praxi často kompresor za těchto podmínek nepracuje, nýbrž pracuje v určitém rozsahu pracovních režimů. Tyto pracovní režimy se liší od vypočítaného režimu různou změnou parametrů např.: změnou otáček, změnou průtoku, jinými podmínkami na vstupu. Se změnou těchto faktorů dochází ke změně kritérií, jenž určují práci kompresoru a to především účinnost a stlačení

kompresoru. Charakteristika kompresoru je pak závislost, která nám udává, jakým způsobem dochází ke změně kritérii při změně pracovního režimu.

Pokud chceme určit charakteristiky kompresoru pomocí výpočtu, setkáme se se značnými problémy, jež jsou spojeny s nedostačujícími podklady. Pomocí těchto podkladů posuzujeme proudění v kompresoru během nevypočítaných podmínek. Pokud máme více stupňové kompresory, objevuje se zde další obtíž a to přerозdělování zatížení mezi jednotlivými stupni. Z těchto všech důvodů se charakteristiky kompresorů stanovují pomocí experimentů. [3]



Obrázek 3.1 příklad charakteristiky axiálního kompresoru při daném p_1 , t_1 (převzato z [3])

π_k stlačení kompresoru, η_{iz}^κ účinnost

Čáry s $n = konst.$ Jsou tzv. větve charakteristiky. Každým otáčkám n je přiřazen určitý hraniční průtok, při němž nastává mez stabilního provozu. Pumpovní čára je pak spojnice bodů, jenž odpovídají minimálnímu průtoku. [3]

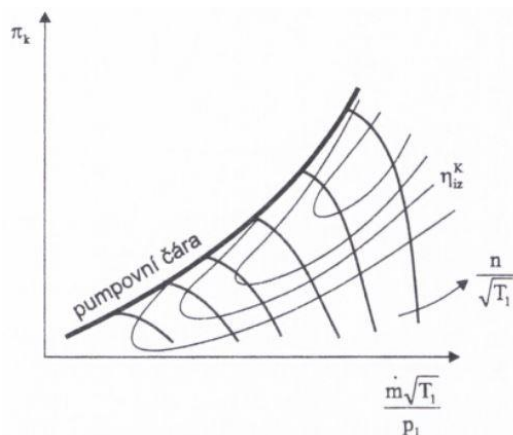
Přestože je tato charakteristika velmi názorná, v praxi se nedá úplně využít. Platí totiž pouze pro stálé parametry na vstupu do kompresoru p_1 a t_1 . V praxi zavádíme univerzální charakteristiky, které nám zajistí použití jedné charakteristiky i při změně parametrů, jež jsou na vstupu do kompresoru. Avšak abychom tuto transformaci mohli použít, je nutné dodržet fyzikální podmínky podobnosti pro proudění v kompresoru. Tyto podmínky podobnosti jsou dány rovností následujících kritérií:

1. Geometrická podobnost
2. Reynoldsovo číslo Re
3. Machovo číslo Ma
4. Froudovo číslo Fr
5. Izoentropický exponent κ

Lze odvodit a dokázat (dokázáno v [3]), že rozhodující vliv na podobnost bude mít Machovo číslo v odpovídacích průřezech. Pokud bereme v potaz, že se snažíme vystihnout vliv stavů na vstupu do kompresoru, lze uplatnit podmínku podobnosti Machova čísla pro axiální vstupní rychlost Ma_{ca} a Machova čísla pro obvodovou rychlost Ma_u . Obě tato čísla jsme schopni převést na bezrozměrné parametry, přičemž axiální vstupní rychlost Ma_{ca} převedeme na bezrozměrný průtok rovnice (3.1) a obvodovou rychlost Ma_u na bezrozměrné otáčky rovnice (3.1). [3]

$$Ma_{ca} = konst \cdot \frac{\dot{m} \cdot \sqrt{T_1}}{p_1} \quad (3.1)$$

$$Ma_u = \cos \alpha \cdot \frac{n}{\sqrt{T_1}} \quad (3.2)[3]$$

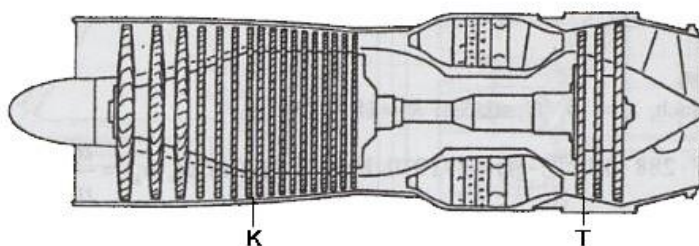


Obrázek 3.2 univerzální charakteristika kompresoru (převzato z [3])

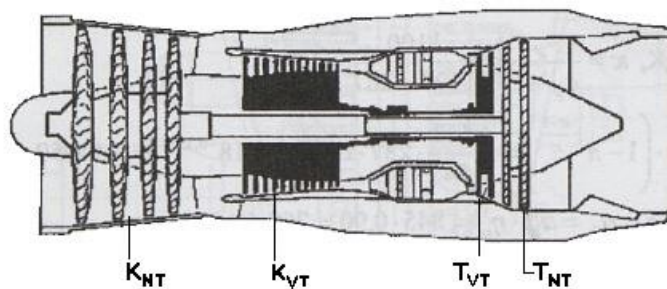
Pro zjednodušení jsou vynechány konstanty u bez rozměrného průtoku a bezrozměrných otáček. [3]

3.3 Oblasti použití

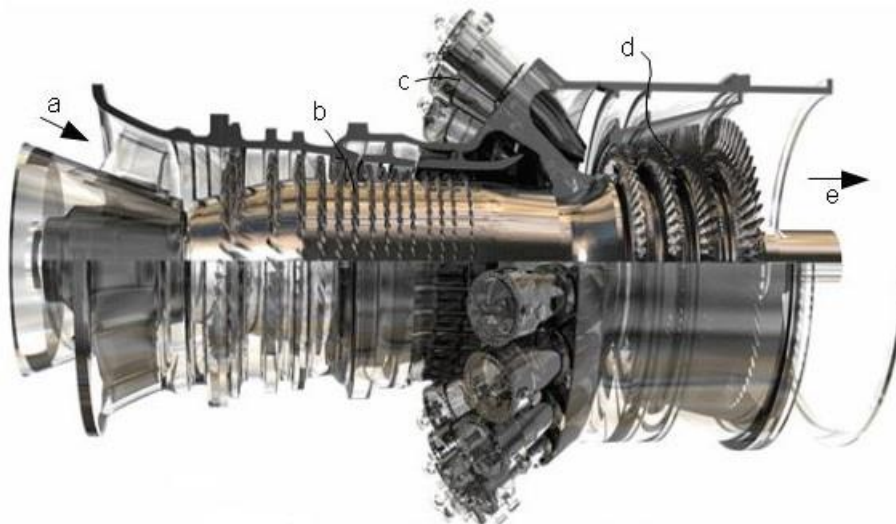
Axiální turbokompresory se využívají všude tam, kde je potřeba doprava velkého množství pracovního média a zároveň zde není potřeba tak velkého stlačení. Axiální kompresory se většinou konstruují od zhruba 50 970 m³/h objemového průtoku pracovního média; ty největší mívají až 509 703 m³/h objemový průtok pracovního média. Existují však i axiální kompresory, jež mohou mít až 1 699 010 m³/h průtok pracovního média. Je nutné si uvědomit, že pro všechny aplikace se bude vždy vyrábět více stupňový axiální kompresor, a to z důvodu malého zvýšení tlaku v rámci jednoho stupně. [6] Axiální kompresory mají také, na rozdíl od radiálních, menší čelní rozměry. Jejich účinnost se pohybuje mezi 80 až 86 %. [7] Nejčastější využití najdou axiální kompresory v leteckém průmyslu u proudových motorů letadel. Další velmi rozšířené využití je pro spalovací turbíny, které jsou velmi často odvozené od leteckých proudových motorů. U spalovacích turbín mívají kompresory více stupňů, a to z důvodu, že je turbína spalovací vysokotlaké zařízení. Nejméně se pak axiální kompresory používají v procesním inženýrství. [6]



Obrázek 3.3 proudový motor jednorotorový (převzato z [1])



Obrázek 3.4 proudový motor dvourotorový (převzato z [1])



Obrázek 3.5 spalovací turbína pro energetické účely (převzato z [9])

a-sání vzduchu, b-axiální turbokompresor, c-spalovací komora, d-turbína, e-výstup spalin [9]

3.4 Problémy spojené s použitím a další výzkum axiálních kompresorů

Vysoká účinnost dnešních kompresorů má za následek to, že zmenšuje rozdíl mezi ideální účinností a nynější účinností, kterou mají kompresory; z toho vyplývá, že se hůře docílí vyšší účinnosti nových strojů. Proto se někteří konstruktéři domnívají, že je tu minimální až žádný prostor pro zlepšení axiálních kompresorů.

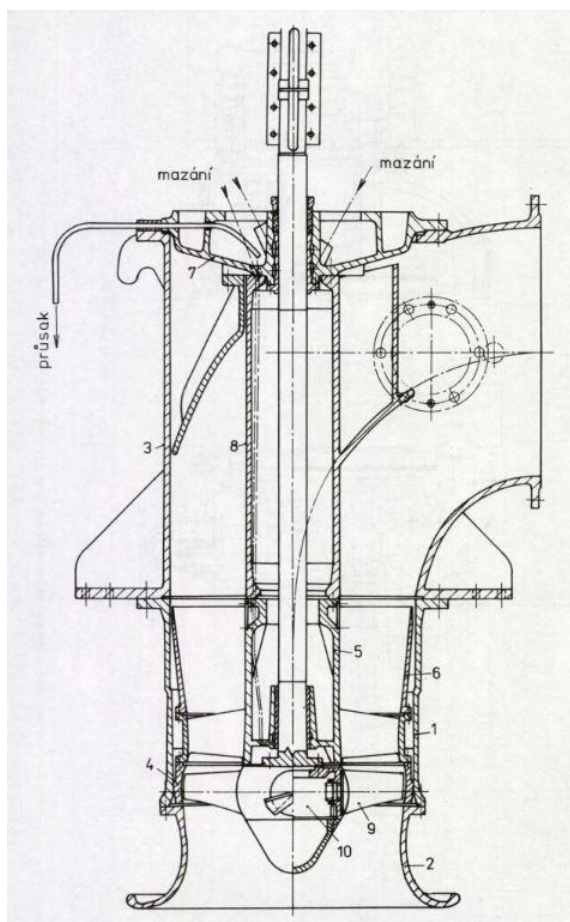
Dalším nemalým problémem je znečištění lopatek kompresorů prachem, který je obsažen ve vzduchu. To může velmi negativně ovlivnit účinnost, protože narušuje obtékání lopatek médiem. Tento problém lze snadno vyřešit filtrací vzduchu, který vstupuje do kompresoru. Pokud je potřeba lopatky očistit od usazenin, dá se využít například organických abrasiv.

Dnes se výzkum axiálních kompresorů zaměřuje především na vývoj kompresorů s vyšší rychlostí média a na vícestupňové kompresory, u kterých dochází k nadzvukovému proudění. Velmi často se proto setkáváme s kompresory, jež jsou transsonické, neboli mají část, kde médium proudí podzvukovou rychlostí a část, kde proudí nadzvukovou rychlostí. S tímto výzkumem je však spojen jeden problém a to vzrůstající cena kompresorů. Nejdražší část kompresoru bývá vždy ta, u které máme nadzvukové proudění (jsou na ni kladeny nejvyšší požadavky). Na druhou stranu jsme častí s nadzvukovou rychlostí schopni ušetřit počet stupňů a tím i váhu. [6] Toho se velmi využívá u leteckých motorů, kde každý ušetřený gram je velmi důležitý. Proudové motory velkých civilních letadel mají kompresory s velikostí Machova čísla okolo 1,6 na vstupu do kompresoru. [8]

4 Pracovní podmínky axiálních stupňů čerpadel

4.1 Oblasti použití

Axiální lopatková čerpadla se nejčastěji využívají u aplikací, kde je malá měrná energie kapaliny; do $Y = 100 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$. Jestliže aplikace vyžaduje vyšší měrnou energii kapaliny, mělo by se zvážit, zda nepoužít alternativu, kde by bylo použito v dané aplikaci diagonální čerpadlo. [10] Také se axiální čerpadla využívají v aplikacích, kde je třeba čerpat velký objem tekutiny. Je nutno brát v potaz, že dopravní výška musí být malá. Výhodou těchto čerpadel také je, že může být provedena rychlá revize, případně oprava, jestliže se čerpadlo vyrobí s vyjímatelným rotorem (viz obrázek 4.1). [11]

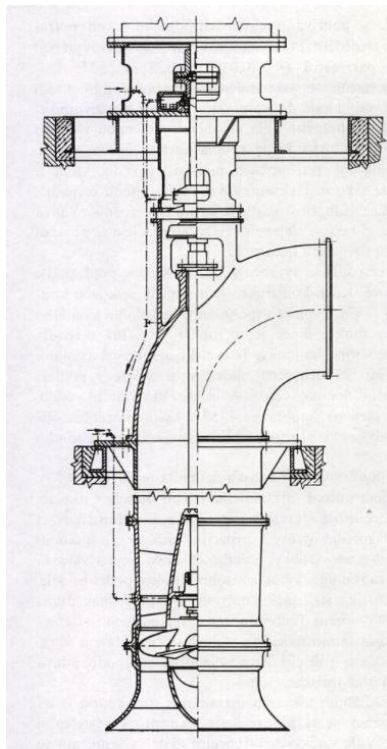


Obrázek 4.1 vertikální axiální čerpadlo s vyjímatelným rotorem (převzato z [11])
1 – těleso čerpadla, 2 – sací zvon, 3 – výstupní koleno, 4 – vložka, 5 – náboj rozvaděče,
6 – rozvaděč, 7 – víko, 8 – pouzdro, 9 – oběžné kolo, 10 – náboj oběžného kola ([11])

Použití malých axiálních čerpadel v praxi je především pak v čistírnách odpadních vod, potravinářském průmyslu a v zemědělství při zavlažování. Tato čerpadla jsou vyráběna v sériích pro průtoky $Q = 0,035 - 0,38 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ a pro měrné energie kapaliny $Y = 4 - 68 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$. Jejich konstrukce není příliš složitá a dokáží čerpat vodu i kaly až do teploty $60 \text{ }^\circ\text{C}$. Aby se zvýšila jejich životnost, jsou čerpadla konstruována tak, že v místě oběžného kola mají vyměnitelnou vložku, jež chrání čerpadlo. [10]

Pokud se podíváme na větší axiální čerpadla, najdeme zde nepatrné rozdíly ve výrobě. Jsou totiž již vyráběna pouze v malých sériích, anebo přímo na základě potřeby zákazníka. Tato velká axiální čerpadla se hojně využívají v tepelných elektrárnách pro přívod chladicí

vody terciálního okruhu ke kondenzátorům. Zde se používají především díky vysokému objemu čerpané kapaliny (např. kondenzátorem v JE Dukovany proteče 35 000 m³/h vody). Konstrukce těchto čerpadel je velmi ovlivněna tím, jakou koncepci bude mít čerpací zařízení. Podíváme se přímo na jeden příklad typického řešení axiálního vertikálního čerpadla, jenž je využito v mokré jímce (obrázek 4.2). Zatížení, jež je způsobeno čerpadlem bez rotoru, se přenáší na strop sací jímky. Základová deska strojovny pak pohlcuje váhu elektromotoru a axiální zatížení soustrojí. [10]



Obrázek 4.2 celkové uspořádání vertikálního čerpadla pro mokrou jímku (převzato z [11])

Zajímavou aplikací malých vysokootáčkových axiálních čerpadel (rotor tohoto čerpadla je vidět na obrázku 4.3), je jejich použití jako úplná náhrada lidských srdcí. Takovéto čerpadlo je poháněno malým motorkem s otáčkami za minutu mezi 10 000-12 000. Motorek mění směr rotace každou sekundu. Lidé, kteří měli první generaci těchto pump, s nimi žili až rok. U těchto čerpadel je jedna zajímavost; i když výpočtově vycházela velká účinnost, během pokusů jí nebylo dosaženo. Tento rozdíl je přisuzován malé velikosti čerpadel. [8]



Obrázek 4.3 porovnání vysokorychlostního axiálního rotoru (vlevo) s radiálním rotorem (vpravo) a čtvrtdolar americký (převzato z [8])

4.1.1 Řízení parametrů čerpadla

U axiálních čerpadel jsme schopni nastavit parametry čerpadla. Toto nastavování parametrů vychází z konstrukce a výroby Kaplanových turbín (natáčení oběžných lopatek). Dříve se k natáčení lopatek oběžného kola používaly manuální nástroje. S tím, jak se zvyšovala náročnost provozu a stejně tak i velikost těchto čerpadel, začalo se využívat natáčení elektromechanické či hydraulickomechanické natáčení. Ruční se však nadále používá a to především u čerpadel využívaných v zemědělství pro čerpadlové stanice na závlahové systémy. Je však nutno ručně nastavovat lopatky za klidu čerpadla. [10]

5 Pracovní podmínky axiálních stupňů ventilátorů

5.1 Axiální rovnotlaké ventilátory

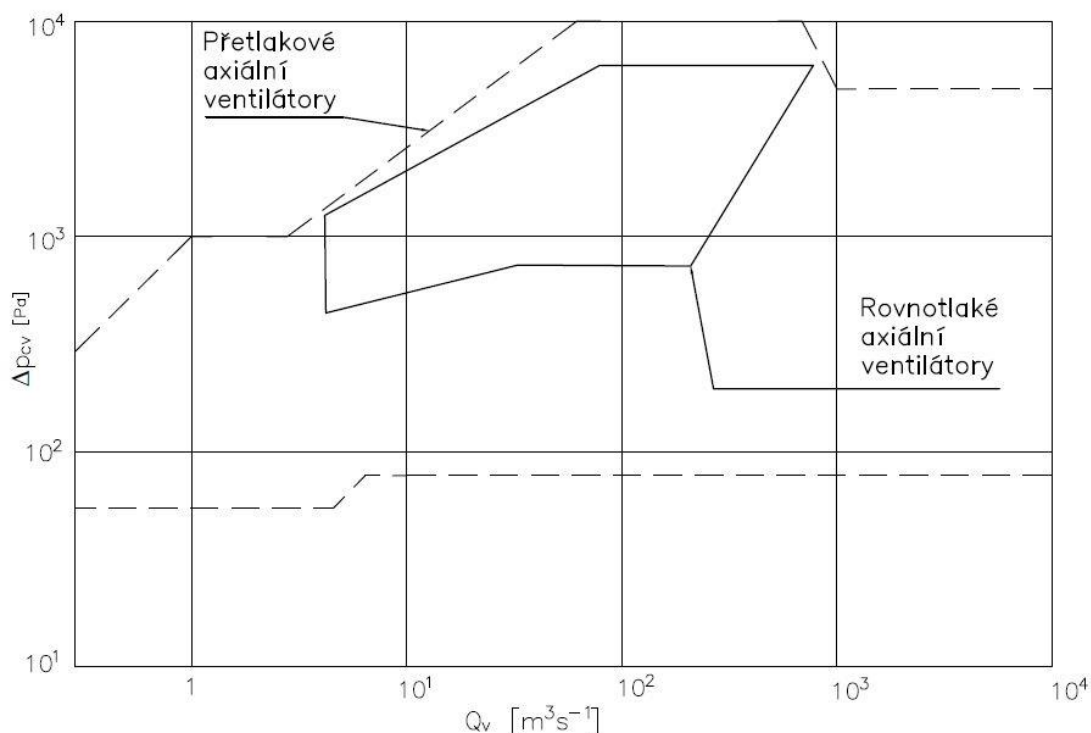
5.1.1 Obecné informace

Bezrozměrné součinitele pro axiální rovnotlaké ventilátory se pohybují v intervalech: $\varphi = 0,25 - 0,45$ (průtokový součinitel), $\psi = 0,7 - 1,2$ (tlakový součinitel). Účinnost těchto ventilátorů je až 80 %. Tlakové součinitele ψ axiálních rovnotlakých ventilátorů se velmi přibližují radiálním ventilátorům, jenž mají velmi podobný rozsah tlakového součinitele ψ . Avšak pokud srovnáme účinnost nízkotlakých axiálních ventilátorů s účinností radiálních ventilátorů a vysokotlakých axiálních ventilátorů, zjistíme, že mají nižší účinnost, jak tyto dva typy. [12]

5.1.2 Konstrukce a vlastnosti spojené s konstrukcí

Díky jejich konstrukci jsou rovnotlaké ventilátory schopny dosáhnout obvodové rychlosti až $120 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Výrobní řada těchto ventilátorů je omezena velikostí oběžných kol, přičemž nejmenší oběžná kola mají velikost 710 mm a ta největší až 4 500 mm. Velikost oběžného kola rovněž vymezuje, jak velký průtok Q_v proudícího média může být; pro axiální rovnotlaký ventilátor je $Q_v = 4 - 700 \text{ m}^3\cdot\text{s}^{-1}$. Současně dokáží tyto ventilátory pracovat při celkovém tlaku pracovního média $\Delta p_{cv} = 400 - 8\,000 \text{ Pa}$, pokud má pracovní médium měrnou hustotu $\rho = 1 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$. Tyto ventilátory nezmění tlak před, ani za rotorem, ale pouze zvýší rychlost pracovního média. [12]

Rovnotlaké ventilátory mají velmi dobrou a jednoduchou konstrukci; oproti jiným ventilátorům jsou malé a lehké. Výroba lopatek pro tyto ventilátory není příliš složitá - většinou se jedná o plechové oblouky. Celková konstrukce je udělána tak, aby bylo v případě nutnosti možné vyměnit součásti ventilátoru. Díky konstrukci jsou také během provozu velmi spolehlivé a stejně tak i bezpečné. Co se týče náročnosti údržby, není příliš velká. [12]



Obrázek 5.1 výkonnostní charakteristika $Q_v - \Delta p_{cv}$ ([12] upraveno)

5.1.3 Regulace

Axiální rovnotlaké ventilátory lze snadno regulovat a jejich regulační zařízení je velmi jednoduché. Rozsah, ve kterém lze regulovat průtok ventilátoru, je 100 - 20 %. Musí být však dodržen předpoklad, že odporová charakteristika daného stroje má přibližně tvar kvadratické paraboly. [12]

5.1.4 Paralelní chod

Jaké vlastnosti mají ventilátory při paralelním chodu, bývá důležité hledisko při posouzení vhodnosti ventilátorů pro některé technologické celky. To, zda budou ventilátory pracovat stabilně v paralelním chodu, závisí na tvaru jejich charakteristiky a také na tom, zda jsou odpory zařazeny do společné větve anebo do paralelních větví. Axiální rovnotlaké ventilátory mají tvar charakteristik nepříliš vhodný pro paralelní chod. Pokud je celý odpor zařízení zařazen přímo do společné větve, pak nemůžeme vůbec uvažovat o použití axiálních rovnotlakých ventilátorů. Proto v praxi, kde se využívají rovnotlaké axiální ventilátory, je nutno část odporů zařízení zařadit do paralelních větví. [12]

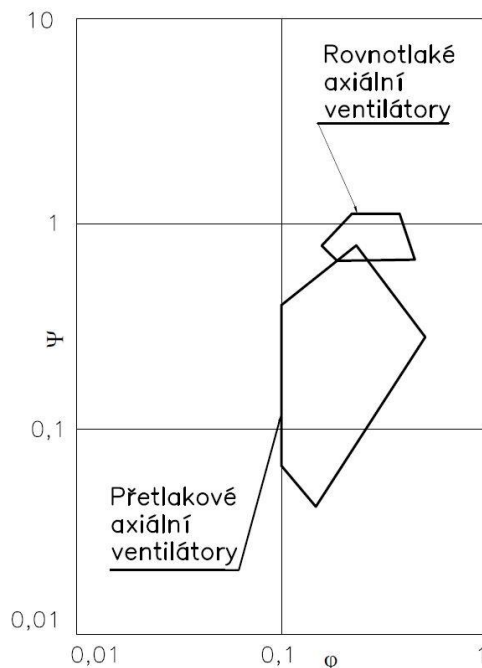
5.1.5 Použití axiálních rovnotlakých ventilátorů

Z výše uvedených informací vyplývá, že se nejvíce axiální rovnotlaké ventilátory uplatňují v průmyslu. Velmi často jsou využívány energetickým průmyslem jako kouřové a vzduchové ventilátory. Na důlních dílech se uplatňují jako hlavní větrací ventilátory. Také jsou využity pro velká průmyslová větrací zařízení a pro případy, kdy je nutno odsát škodlivé plyny. Běžně se s nimi setkáváme v kancelářích, kde jsou to běžné pokojové ventilátory. [12]

5.2 Axiální přetlakové ventilátory

5.2.1 Obecné informace

Pro axiální ventilátory jsou typické tyto hodnoty bezrozměrných součinitelů: průtokový součinitel $\varphi = 0,12 - 0,45$ a tlakový součinitel $\psi = 0,2 - 0,7$. Mají vyšší maximální účinnost než axiální ventilátory rovnotlaké, přičemž axiální přetlakové ventilátory dosahují až 86% účinnosti. Pokud se podíváme na $\varphi - \psi$ charakteristiku, najdeme zde jasnou ukázkou toho, že oblast použití axiálních přetlakových ventilátorů leží pod oblastí použití axiálních rovnotlakých ventilátorů (viz obrázek 5.2). [12]



Obrázek 5.2 bezrozměrná výkonnostní charakteristika $\varphi - \psi$ pro axiální ventilátory
([12] upraveno)

5.2.2 Konstrukce a vlastnosti s konstrukcí spojené

Návrh konstrukce musí být takový, aby dokázal vydržet obvodovou rychlost $150 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, v některých případech i vyšší. Většina axiálních přetlakových ventilátorů se vyrábí s průměry oběžných kol v rozmezí $100 - 5\,000 \text{ mm}$. Kromě těchto běžně vyráběných ventilátorů se můžeme v praxi setkat i s přetlakovými axiálními ventilátory, jež mají oběžná kola o průměru 15 m a regulace natočení jejich lopatek je možná za provozu ventilátoru. Pokud má však ventilátor oběžné kolo o průměru 25 m , musí se regulace natáčení oběžných lopatek provádět za klidu. Průtok Q_v proudícího média je v rozmezí $0 - 10\,000 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ a celkový tlak média o velikosti až $\Delta p_{cv} = 10 \text{ kPa}$, pokud má médium měrnou hmotnost $1 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$.

Pokud máme axiální přetlakový ventilátor bez regulace, potom je jeho konstrukce velmi podobná axiálním rovnotlakým ventilátorům a není příliš složitá. Avšak jestliže axiální přetlakové ventilátory mají možnost regulace aerodynamických parametrů, a to pomocí natáčení oběžných lopatek za chodu, patří ke konstrukčně nejvíce náročným ventilátorům. Profilované lopatky bývají většinou vyrobené z lehkých slitin, pokud však mají lopatky tvar kruhové oblouku, pak v tomto případě jsou lopatky vyrobeny z hliníkového nebo ocelového plechu. Velmi často se lopatky šroubují k náboji, díky čemuž se dají axiální přetlakové ventilátory smontovat až na místě a nemusí se řešit složitá logistika rozměrných nákladů.

Je-li nutné, aby měl přetlakový ventilátor stejné parametry jako radiální ventilátor či rovnotlaký axiální ventilátor, pak musí jeho obvodové rychlosti být vyšší než obvodové rychlosti, jež náleží radiálním a axiálně rovnotlakým ventilátorům. Axiální přetlakové ventilátory mívají vyšší opotřebení lopatek, což je způsobeno vyšší průtočnou rychlostí média lopatkovými kanály. [12]

5.2.3 Regulace

Axiální přetlakové ventilátory mají nejlepší regulační vlastnosti, pokud je srovnáme s dnes známými typy ventilátorů. Opět je lze regulovat v rozmezí 100 - 20 %, stejně jako axiální rovnotlaké ventilátory. Zároveň při této regulaci je velmi příznivý průběh účinnosti, ale je nutné, aby jejich odporová charakteristika měla průběh přibližně podle kvadratické paraboly. Jak je již zmíněno v kapitole 5.2.2 ústrojí, jež zajišťuje aerodynamickou regulaci, je velmi konstrukčně složitá. [12]

5.2.4 Paralelní chod

Výhodou přetlakových axiálních ventilátorů je jejich příhodnější charakteristika pro paralelní chod. V jejich charakteristikách je oblast nejlepší účinnosti dostatečně vzdálen od rozhraní labilní a stabilní části charakteristiky. V souhrnu lze však říci, že pro činnost paralelně použitých axiálních přetlakových ventilátorů platí stejné podmínky jako pro paralelní použití axiálních nízkotlakých ventilátorů. [12]

5.2.5 Použití přetlakových ventilátorů

Axiální přetlakové ventilátory najdou svoje využití v oborech, kde se využívá pracovní médium (povětšinou vzduch) o maximální teplotě 100 °C, a tam, kde se zároveň v pracovním médiu nevyskytují abrazivní částice, jež by mohly negativně ovlivnit životnost. Proto tyto ventilátory většinou najdeme ve větracích zařízeních, v klimatizacích, chladicích věžích, anebo se využívají pro větrání důlních prostor. Taktéž se mohou využít jako chladiče, které najdeme např. v počítačích. [12]

6 Pracovní podmínky axiálních stupňů vrtulí

6.1 Vrtule leteckých motorů

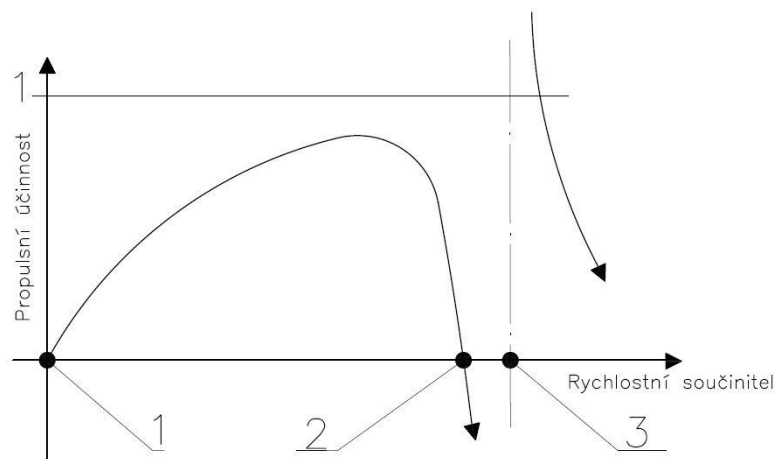
6.1.1 Historie

Vrtule se využívají pro pohyb v tekutinách, kdy se využili vědomosti pohybu tělesa v kapalině, pro něž položil základy Ing. Ressler vynálezem lodního šroubu. Piloti balónu a vzducholodí se pomocí vrtulí snažili získat nezávislost na podmínkách, jenž panovali ve vzduchu (např. směr větru). Díky rozvoji automobilové dopravy a železniční dopravy na začátku 20. století byly vyvinuty dostatečné výkonné motory, jenž mohli být použity v letectví. Bylo však nutné vyvinout zařízení, které by dokázalo převést výkon na hřídeli motoru na pokud možno co s nejmenší ztrátou na propulsní tah. [13]

6.1.2 Základní letové aerodynamické režimy

Během konstrukce vrtule je kladen vysoký nárok na to, aby úhel náběhu u co největšího počtu řezů listu se nahlázel v blízkosti optimální hodnoty, pro požadovanou rychlost letu a při známém režimu letu. U pevná vrtule vždy existuje nějaká mezní hodnota rychlosti, do níž je vrtule ofukována optimálně.

Propulsní účinnost je poměr výkonu vrtule k výkonu pohonné jednotky. Propulzní účinnost lze určit pouze za předpokladu, že letadlo letí nějakou rychlostí. Pokud tedy bude letoun stát na místě a bude mít spuštěný motor, pak propulsní účinnost rovna nule. S tím jak letadlo zrychluje během vzletu, se zvyšuje i propulsní účinnost vrtule až na hodnotu 60 %. Během letu se typicky propulsní účinnost pohybuje v rozmezí 80 - 85 %. Propulsní účinnost nemůže být nikdy 100 % ani v ideálním teoretickém případě. Nejvíce je účinnost závislá na úhlech náběhu, pod nimiž proudí vzduch na řezu vrtulového listu a tedy na poměru rychlosti letu k obvodové rychlosti řezu. To nám vyjadřuje rychlostní součinitel λ . Každá vrtule, jenž je pevná má typický průběh závislosti propulsní účinnosti na rychlostním součiniteli λ . [14]



Obrázek 6.1 charakteristika propulsní účinnosti v závislosti na součiniteli rychlosti
([14] upraveno)

Bod 1 na obrázku 6.1 je nazývána vrtulníkový režim. Mezi body 1 a 2 se nachází vrtulový režim. Pro tento režim má propulsní účinnost kladnou hodnotu a nabývá svého maxima. Jakmile dosáhne maxima, propulsní účinnost rychle klesá až do bodu 2. V tomto bodě je nulová, jelikož tah je také nulový. Pokud se neustále zvyšuje rychlost vrtule, pak vytváří záporný tah a tím pádem i účinnost je záporná. V tento moment vrtule letadlo brzdí, avšak je neustále nutné pohánět vrtuli motorem. Postupným růstem rychlostního součinitele

klesá i potřebná energie pro pohon vrtule. V bodě 3 nastává moment, kdy je vrtule schopna sama se otáčet pouhým účinkem aerodynamických sil, jenž na ní působí. Tohoto jevu je využito, pokud je nutno nouzově přistát s vrtulníkem, jemuž vysadil motor. Jestliže nastane moment, kdy rychlostní součinitel má vyšší hodnotu jak v bodě 3, dojde k tzv. mlýnkový režim. V tento moment se už vrtule chová jako motor a je schopna dodávat energii na hřídel. Současně s tímto vrtule vyvozuje velký záporný tah. Díky tomu pak uvažovaná propulzní účinnost klesá z nekonečna a asymptoticky se blíží k nule. [14]

6.1.3 Volba vrtule pro daný motor a letoun

Volbu a konstrukci vrtule ovlivňuje několik parametrů, jenž jsou vždy potřeba brát v úvahu. První parametr je spojen s tím, jak bude letoun provozován - zda bude létat ve vysokých výškách, či někde při zemi. Druhý parametr je účel a použití letadla, tedy zda se jedná o dopravní, nákladní či vojenské. Třetí parametr je pak druh pohonné jednotky vrtule, jelikož může být bud poháněn pístovým motorem nebo může být vrtule napojena na turbovrtulový. Poslední parametr je spojen s rychlostí letadla. [13]

6.1.4 Druhy vrtulí

Vrtule je možno dělit do různých kategorií na základě různých kritériích. Lze je dělit dle počtu listů – dvoulisté, vícelisté s lichým počtem listů nebo na vícelisté se sudým počtem listů. Přičemž vícelisté jsou lepší v přenosu výkonu, při menších průměrech vrtule, mají taktéž menší hlučnost za provozu. Na druhou stranu mají horší účinnost oproti dvoulistým.

Další dělení je možné podle toho, zda je možno změnit úhel nastavení. Máme vrtule pevné či stavitelné. Změna úhlu nastavení vrtule může být provedeno již na zemi pro převládající režim letu letadla, nebo za letu a to buď přímo pilotem (během manévru je nutné přestavovat úhel nastavení listu, aby nedošlo k přetočení motoru), či regulátorem u vrtulích, jenž mají konstantní otáčky. [13]

6.1.5 Pevné vrtule

Tento druh vrtulí je v dnešní době téměř nepoužíván pro dopravní letadla. Spíše se s nimi setkáme u malých letadel s pístovým motorem o malém výkonu, rychlost letu se pohybuje v malém rozmezí. Často je také najdeme na výukových letadlech díky, jejich snadné údržbě. [14]

6.1.6 Stavitelné vrtule

Stavitelné vrtule se využívají především, pokud máme měnící se režim letu, anebo chceme dostat maximální propulzní účinnost a co nejvíce využít výkon instalovaného motoru. Díky tomu, že jsme totiž schopni přestavit listy vrtule, snížíme tím její odpor. Toto přestavení je možno udělat pomocí zařízení, jenž změní úhel nastavení listu a tím dojde k odlehčení motoru. Pak jsme schopni využít maximální možný dodaný výkon na vnější charakteristice motoru. A na základě tohoto je tedy možno, aby celá pohonná jednotka pracovala s nejvyšší účinností.

Stavitelné vrtule na zemi se využívají například u tažných letadel pro kluzáky, kdy se předpokládá co nerychlejší stoupání do výšky. Proto mají listy vrtule nastaveny malý úhel. Další využití stavitelných vrtulí na zemi je pro letadla, kde se předpokládá horizontální let. Listy vrtule mají nastaven větší úhel než vrtule pro stoupací lety.

Pokud však chceme co nejefektivněji využít výkon motoru po celou dobu letu, je nejvhodnější použít vrtule, jenž jsou stavitelné za letu. Stavitelnosti za letu jde dosáhnout několika způsoby. První způsob je mechanický systémem (pilot mechanicky mění úhel listu vrtule) nejčastější využití pro motory malých výkonů. Druhý způsob je elektrický systém, pro přestavení listů je využito elektromotoru (opět ovládaným pilotem). Nejčastějším zařízením, jenž se využívá pro přestavení vrtule, je však hydraulický mechanismus. Je to způsobeno

především přesně regulovatelným poloh aktivních prvků hydraulického systému. Další výhodou hydraulického je možnost vyvinout dostatečně velkou sílu pro změnu stavění vrtulí o velkém průměru, či pokud je třeba zdolat velkých aerodynamický sil nebo odstředivých sil (u motory velkých výkonů). [14]

6.2 Lodní šrouby

6.2.1 Historie

Jejich historie je velmi dlouhá a rozsáhlá. Sahá až do starověkého Řecka, kde se jimi zabýval Archimédes. Avšak jeho směr výzkumu nebyl příliš dobrý. Dalším velmi známým vynálezcem a výzkumníkem, který se zabýval pohonem lodí, byl Leonardo da Vinci. V jeho poznámkách se našly náčrty, kde pro tvar lodních šroubů použil lopatky, jenž se dnes běžně využívají ve ventilátorech. První zmínky o lodním šroubu, jak ho známe v dnešní době, lze vystopovat k Robertu Hookovy. Jeho návrh vodního mlýnu z roku 1681 je totiž velmi podobný návrhu Kirsten-Boeinga, jenž navrhli vrtuli s vertikální osou, avšak o dvě a půl století později. Za zmínku také stojí, že vývojem lodního šroubu se také zabýval v Čechách narozený Josef Ressel, jenž si nechal patentovat svůj lodní šroub v roce 1827. Vývojem se však nezabývali pouze výše zmiňovaní pánové, ale celá řada dalších vynálezců a inženýrů. [15]

6.2.2 Pracovní charakteristiky

U lodních šroubů se rozlišují pracovní charakteristiky pro dva případy. První případ popisuje síly a momenty, když voda proudí rovnoměrně na lodní šroub. Druhý případ nastává v momentě, kdy lodní šroub pracuje v zóně nerovnoměrného proudění. Tato zóna nerovnoměrného proudění vzniká jako důsledek pohybu trupu lodi v kapalině. Přičemž jako základní pracovní charakteristika se využívá první tedy ta, při níž proudí voda rovnoměrně na lodní šroub. V tomto případě jsou pak síly a momenty, jenž jsou způsobeny lodním šroubem, vyjádřeny v základní formě za pomoci bezrozměrných charakteristik. Tyto bezrozměrné charakteristiky se pak určují dle geometrie lodních šroubů. Bez rozměrné charakteristiky pro lodní šrouby jsou tahový koeficient, krouticí koeficient, postupový koeficient, kavitační číslo. [15]

6.2.3 Pracovní podmínky

Lodní šrouby pracují jak ve slané vodě tak i ve sladké. Každá z uvedených vod má různou hustotu, přičemž slaná voda má více hustot, dle toho kde se zrovna nacházíme a v jaké hloubce se nacházíme. Což může ovlivnit některé charakteristiky lodního šroubu. Většinou pro návrh lodního šroubu pro hladinová plavidla (používaných především na oceánech), se však bere v potaz pouze změna hustoty vody na změně teploty a zároveň se uvažuje salinita mořské vody po celou dobu 3,5 % (přestože se liší v různých místech). [15]

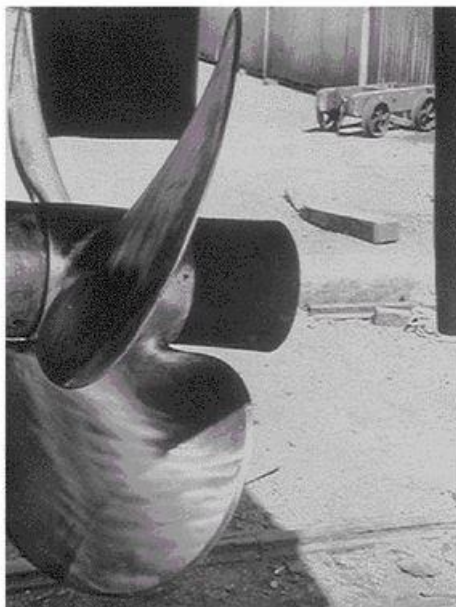
6.2.4 Kavitace

Při výběru vhodného šroubu pro loď se vždy musíme zvážit vliv kavitace na lodní šroub. Jelikož kavitace neovlivní pouze malé detaily lodního šroubu, ale mohou vést k použití jiného typu lodního šroubu. Někdy se totiž může vyplatit použít místo běžného lodního šroubu, využít super-kavitační šroub (snižuje tření) či lodní šroub, jenž je částečně nad hladinou. Pro to, zda je výhodné použít super-kavitační šroub, se dá zjistit graf v literatuře [15] str. 220. [15]

6.2.5 Výběr typu lodního šroubu

Každá loď má jiné požadavky na lodní šroub a u každé se faktory, které ovlivňují výběr lodního šroubu, lehce liší. Nejvíce výběr šroubu ovlivňuje účel plavidla. Dalšími faktory jsou

pak speciální požadavky kladené na plavidlo/šroub, náklady spojené s montáží či provozem lodního šroubu nebo požadavky na údržbu a dostupnost servisu. [15]



Obrázek 6.2 ukázka lodního šroubu (převzato z [15])

ZÁVĚR

V práci je vidět, že opravdu mnoho charakteristik je stejných pro různé axiální lopatkové pracovní stroje. Také je hezky vidět, jak velkou část v průmyslu tyto stroje zabírají a o jak velkou skupinu strojů se jedná. Lze tedy předpokládat, že jejich vývoj a výzkum není zcela ukončený.

Především se dle mě budou rozvíjet turbokompresory pro letecké motory a pro spalovací turbíny. U leteckých motorů to bude především z důvodu požadavku leteckých společností na minimalizaci spotřeby paliva, což se dle mého názoru neobejde bez dalšího výzkumu kompresorů, jež dodávají vzduch potřebný ke spalování paliva v motoru. To samé lze říci i o plynových turbínách, jež vyrábějí elektřinu, protože žádný provozovatel nechce velkou spotřebu paliva. Takže se dá uvažovat nad výzkumem v oblasti použitých materiálů, aby se prodloužila životnost všech komponent, především pak lopatek.

Dále jsem zjistil, že axiální lopatkové stroje se využívají v aplikacích, kde je vyžadovaný velký průtok pracovního média, a nejsou kladeny požadavky na velké tlaky pracovní tekutiny. To lze i vidět na tom, kde se axiální lopatkové stroje využívají, např. axiální čerpadla terciálního okruhu elektráren (nepotřebuje vysoký tlak, ale je třeba velký průtok) nebo axiální ventilátory pro doly (opět je potřeba velký průtok a není třeba zvyšovat příliš tlak pracovního média).

Než jsem začal psát tuto bakalářskou práci, tak jsem letecké vrtule a lodní šrouby nepovažoval za axiální lopatkové stroje. Během psaní své bakalářské práce jsem si však začal uvědomovat podobnosti. Také jsem zjistil, že velmi mnoho teorie bylo nejdříve zjištěno na vrtulích, a pak se tato zjištění postupně aplikovala na jiné axiální stroje, např. na kompresory. Osobně si myslím, že vrtule pro letecké motory se budou nadále hojně využívat. Především pro malá až střední letadla, jelikož se jedná o levný způsob, jak pohánět letadla. Lodní šrouby jsou a budou stále nejvyužívanější způsob pohonu lodí a položily základ pro letecké vrtule, jež se z nich vyvinuly. Neustále probíhá vývoj a výzkum nových lodních šroubů, které by byly například méně hlučné (vojenské účely).

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Lopatkové stroje*. 1. vydání, upravené. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2003. ISBN 80-720-4297-1.
- [2] ŠKORPÍK, Jiří. *Teorie lopatkových strojů*. 1. vydání. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o. Brno, 2019. ISBN 978-80-214-5783-6.
- [3] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Tepelné turbíny a turbokompresory: Základy teorie a výpočtů*. 1. vydání. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004. ISBN 80-720-4346-3.
- [4] ŠKORPÍK, Jiří. Základní rovnice lopatkových strojů, *Transformační technologie*, 2009-09, [last updated 2019-01-02]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <https://www.transformacni-technologie.cz/12.html>. English version: Essential equations of turbomachines. Web: https://www.transformacni-technologie.cz/en_12.html.
- [5] ŠKORPÍK, Jiří. Ztráty v lopatkových strojích, *Transformační technologie*, 2009-11, [last updated 2018-10-27]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <https://www.transformacni-technologie.cz/17.html>.
- [6] BROWN, Royce N. *Compressors: selection and sizing*. 3rd ed. Amsterdam: Elsevier, c2005. ISBN 07-506-7545-4. Dostupné také z: [https://app.knovel.com/web/toc.v/cid:kpCSSE0008/viewerType:toc//root_slug:compressors-selection/url_slug:compressors---selection-and-sizing-3rd-edition?b-toc-cid=kpCSSE0008&b-toc-title=Compressors%20%20Selection%20and%20Sizing%20\(3rd%20Edition\)&b-toc-url-slug=front-matter](https://app.knovel.com/web/toc.v/cid:kpCSSE0008/viewerType:toc//root_slug:compressors-selection/url_slug:compressors---selection-and-sizing-3rd-edition?b-toc-cid=kpCSSE0008&b-toc-title=Compressors%20%20Selection%20and%20Sizing%20(3rd%20Edition)&b-toc-url-slug=front-matter)
- [7] OŽGICHIN, N. T. a Aleksandr L'vovič KLJAČKIN. *Lopatkové stroje*. 1. vydání. Praha: Naše vojsko, 1953. Velká vojenská knihovna.
- [8] JAPIKSE, David a N. C. BAINES. *Introduction to turbomachinery*. 2. vydání. Oxford: Oxford University Press, c1997. ISBN 0-933283-10-5.
- [9] ŠKORPÍK, Jiří. Lopatkový stroj, *Transformační technologie*, 2009-08, [last updated 2018-09-26]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <https://www.transformacni-technologie.cz/11.html>. English version: Turbomachine. Web: https://www.transformacni-technologie.cz/en_11.html.
- [10] BLÁHA, Jaroslav a Karel BRADA. *Hydraulické stroje: Celost. vysokošk. příručka pro strojnické fakulty*. 1. vyfání Praha: SNTL, 1992. ISBN 80-03-00665-1.
- [11] MELICHAR, Jan, Jaroslav BLÁHA a Karel BRADA. *Hydraulické stroje: konstrukce a provoz*. 1. vydání Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002. ISBN 80-010-2657-4.
- [12] ČERMÁK, Jan. *Ventilátory*. 1. vydání Praha: SNTL-Nakladatelství technické literatury, 1974.
- [13] HORECKÝ, Rostislav. *Modul 17 - Vrtule*. 1. vydání. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2004. ISBN 80-248-0688-6.
- [14] HUJEČEK, Zdeněk. *Vrtule: studijní modul 17*. 1. vydání. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004. Učební texty dle předpisu JAR-66. ISBN 80-720-4363-3.
- [15] CARLATON, John. *Marine Propellers and Propulsion*. 2nd Edition. Kidlington: Elsevier Science & Technology, 2007. ISBN 978-07506-81-506.

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Veličina	Jednotka
i_c	Celková měrná entalpie	[J · kg ⁻¹]
i	Statická entalpie	[J · kg ⁻¹]
$\frac{w^2}{2}$	Kinematická energie	[m · s ⁻¹]
a_u	Měrná práce	[J · kg ⁻¹]
c	Absolutní rychlost	[m · s ⁻¹]
w	Relativní rychlost	[m · s ⁻¹]
u	Unášivá rychlost	[m · s ⁻¹]
ω	Úhlová rychlost	[rad · s ⁻¹]
n	Otáčky rotoru	[s ⁻¹]
\vec{F}_h	Hmotnostní síly	[N]
\vec{F}_p	Tlakové síly	[N]
\vec{F}_t	Síly vyvolané působením těles vevnitř či na hranici kontrolního objemu	[N]
\dot{m}	Hmotnostní průtok	[kg · s ⁻¹]
\vec{H}	Hybnost pracovního média vztažená na kontrolního Objemu	[kg · m · s ⁻¹]
Y	Celková měrná energie	[J · kg ⁻¹]
M_k	Krouticí moment	[N · m]
P	Výkon	[W]
p	Tlak	[Pa]
I_u	Měrná obvodová práce	[J · kg ⁻¹]
$Y_{z,12}$	Ztrátová energie	[J · kg ⁻¹]
$g \cdot z$	Měrná potenciální energie	[J · kg ⁻¹]
$\frac{p}{\rho}$	Měrná tlaková energie	[J · kg ⁻¹]
$\frac{w_1^2}{2} - \frac{u_1^2}{2}$	Měrná kinetická energie	[J · kg ⁻¹]
\dot{V}	Objemový průtok	[m ³ · s ⁻¹]
ρ	Hustota	[kg · m ⁻³]
φ	Průtokový součinitel	[-]
S	Průtočná plocha	[m ²]
ψ	Tlakový součinitel	[-]
λ	Výkonový součinitel	[-]
ρ	Stupeň reakce	[-]
Δi^R	Entalpický spád na rotorové části stupně	[J · kg ⁻¹]
I_E	Měrná obvodová práce stupně (uvažujeme pouze profilové ztráty)	[J · kg ⁻¹]

a_r	Ventilační ztráta	$[J \cdot kg^{-1}]$
δ	Součinitel rozdělení tepelného toku z ventilační ztráty rotoru	$[-]$
$z - a_r$	Vnitřní ztráty v rotoru bez ventilační ztráty	$[J \cdot kg^{-1}]$
h	Výška vyšetřovaného místa nad základnou	$[m]$
ρ_k	Kinematický stupeň reakce	$[-]$
ρ_t	Termodynamický stupeň reakce	$[-]$
x	Rychlostní poměr	$[-]$
η_m	Účinnost celé lopatkové mříže	$[-]$
ξ_p	Poměrné profilové ztráty v lopatkové mříži	$[-]$
$\zeta_{\delta r}$	Ztráty radiální mezerou	$[-]$
δ_r	Radiální vůle	$[-]$
π_k	Stlačení kompresoru	$[-]$
η	Účinnost	$[-]$
Re	Reynoldsovo číslo	$[-]$
Fr	Froudovo číslo	$[-]$
Ma	Machovo číslo	$[-]$
κ	Izoentropický exponent	$[-]$
T	Teplota	$[K]$
Q	Průtok	$[m^3 \cdot s^{-1}]$

SEZNAM POUŽITÝCH INDEXŮ

Symbol	Veličina
1	Stav/hodnota na vstupu do lopatkové mříže
2	Stav/hodnota na výstupu z lopatkové mříže
u	Složka rychlosti ve směru unášivém
a	Axiální složka rychlosti
iz	Jedna se o izoentropický děj
ST	Veličina přísluší stupni
R	Označení veličiny na rotoru

SEZNAM OBRÁZKŮ

- Obrázek 1.1 statorová a rotorová část lopatkového stroje ([1] upraveno)
Obrázek 1.2 změna rychlosti pracovního média ([1] upraveno)
Obrázek 1.3 rychlostní trojúhelník vztažený k osovému směru ([1] upraveno)
Obrázek 1.4 elementární krouticí moment vysvětlení veličin z rovnice 1. (převzato z [4])
Obrázek 1.5 Bernoulliho rovnice pro rotující kanál ([1] upraveno)
Obrázek 2.1 schéma průtočné části axiálního kompresoru ([3] upraveno)
Obrázek 2.2 stupeň axiální kompresoru nebo čerpadla ([1] upraveno)
Obrázek 2.3 rychlostní trojúhelník pro $u=1$ s vyznačeným průtokovým součinitelem, pro normální axiální stupeň kompresoru ([1] upraveno)
Obrázek 2.4 Gradient tlaku v lopatkové mříži (převzato z [5])
Obrázek 2.5 Celkový pohled na příčné víry v lopatkovém kanále ([2] upraveno)
Obrázek 3.1 příklad charakteristiky axiálního kompresoru při daném p_1 , t_1 (převzato z [3])
Obrázek 3.2 univerzální charakteristika kompresoru (převzato z [3])
Obrázek 3.3 proudový motor jednorotorový (převzato z [1])
Obrázek 3.4 proudový motor dvourotorový (převzato z [1])
Obrázek 3.5 spalovací turbína pro energetické účely (převzato z [9])
Obrázek 4.1 vertikální axiální čerpadlo s vyjímatelným rotorem (převzato z [11])
Obrázek 4.2 celkové uspořádání vertikálního čerpadla pro mokrou jímku (převzato z [11])
Obrázek 4.3 porovnání vysokorychlostního axiálního rotoru (vlevo) s radiálním rotorem (vpravo) a čtvrtdolar americký (převzato z [8])
Obrázek 5.1 výkonnostní charakteristika $Q_v - \Delta p_{cv}$ ([12] upraveno)
Obrázek 5.2 bezrozměrná výkonnostní charakteristika $\varphi - \psi$ pro axiální ventilátory ([12] upraveno)
Obrázek 6.1 charakteristika propulsní účinnosti v závislosti na součinitele rychlosti ([14] upraveno)
Obrázek 6.2 ukázka lodního šroubu (převzato z [15])